THÈSES

Présentées

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR INGENIEUR

par

KHOSLA Vimal Krishan

1re THÈSE

"Contribution à l'étude des systèmes d'injection du combustible dans les moteurs"

2e THÈSE

Proposition donnée par la Faculté :

"Interprétation statistique des résultats expérimentaux"

Soutenues le 22 Juin 1965 devant la Commission d'Examen

Jury { MM. SIESTRUNCK — *Président*
COMOLET, VICHNIEVSKY — *Examinateurs* }

Ouverage publié avec le concours du
Centre National de la Recherche Scientifique

THÈSES

Présentées

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR INGENIEUR

par

KHOSLA Vimal Krishan

———

1re THÈSE

"Contribution à l'étude des systèmes d'injection du combustible dans les moteurs"

2e THÈSE

Proposition donnée par la Faculté :

"Interprétation statistique des résultats expérimentaux"

Soutenues le 22 Juin 1965 devant la Commission d'Examen

Jury { MM. SIESTRUNCK — *Président*; COMOLET, VICHNIEVSKY — *Examinateurs* }

Ouverage publié avec le concours du
Centre National de la Recherche Scientifique

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

A MA FEMME

qui a passé de longues journées sans avoir personne à qui parler véritablement, pour que je puisse finir ce travail.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41546825_0015

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique Physique et Expérimentale de la Faculté des Sciences de l'Université de Paris.

J'exprime ma très profonde gratitude à Monsieur VICHNIEVSKY, Professeur à la Faculté, pour les conseils et les directives qu'il m'a sans cesse prodigués. Je tiens également à remercier le personnel du Laboratoire et en particulier Monsieur SERRE, Chef d'Atelier, pour son dévouement et le soin constant apporté à faciliter mon travail.

Enfin j'exprime ma profonde reconnaissance à la Direction de la Société des Fonderies de PONT-à-MOUSSON, qui s'est montrée très compréhensive et qui m'a délégué à PARIS, afin que je puisse être sur place pour faire les démarches nécessaires pour la soutenance de cette thèse.

TABLE DES MATIERES

		Page
Introduction		9
CHAPITRE I :	Etude de la dispersion des injections	11
CHAPITRE II :	Effets des paramètres caractéristiques de la pompe sur la performance du moteur	29
CHAPITRE III :	Effet de la forme de la courbe de levée d'aiguille sur l'injection du combustible	47
CHAPITRE IV :	Similitude hydrodynamique des systèmes d'injection	65
CHAPITRE V :	Conclusion	69

INTRODUCTION

Le présent travail, à caractère essentiellement expérimental, avait pour but de préciser les possibilités d'interprétation des particularités des phénomènes de combustion dans les moteurs à injection direct du combustible.

En effet, les conditions du déroulement de la combustion dans les moteurs à allumage par compression dépendent du mode d'introduction du combustible dans la chambre à combustion. Le système d'injection constitué par une pompe et par un injecteur fermé est destiné à introduire une quantité déterminée du combustible à un instant fixe dans le cycle, avec une précision dans le temps, supérieure à un dix millième de seconde.

A un régime de moteur et de charge donnés, il faut que la quantité du combustible introduite soit aussi constante que possible. Les variations de la quantité du combustible introduite par cycle peuvent se traduire par la dispersion cyclique des diagrammes et par une réduction consécutive du rendement du moteur. A pleine charge, la fluctuation de la quantité du combustible injectée, de l'ordre de 5%, est difficilement mise en évidence par le diagramme de combustion. Il n'en est pas de même aux faibles charges du moteur, où la richesse globale du mélange est bien au-dessous de la limite d'inflammation : Avec un combustible difficilement inflammable, on se trouve alors à la limite de fonctionnement du moteur. Les variations des quantités du combustible injectées ont alors une influence considérable sur la variation de délai d'inflammation et sur la combustion ultérieure du mélange. On peut mettre en évidence des cycles où la combustion n'a pas lieu. Ce phénomène, sur les moteurs à allumage par compression alimentés au gas-oil, se manifeste d'une manière très atténuée lorsque le moteur fonctionne à vide à haut régime. Les relevés des diagrammes de pression effectués sur un moteur à refroidissement par air tournant à 1800 t/m, ont montré que la proportion des cycles où la combustion n'a pas lieu atteint au maximum 5%. Les produits d'échappement présentent alors une légère odeur caractéristique des produits partiellement oxydés. Ce phénomène est considérablement amplifié lors de l'alimentation du moteur avec des produits légers difficilement inflammables.—Nous avons donc cherché à mettre au point une technique expérimentale pour mettre en évidence ces variations dans le fonctionnement du système d'injection. Cela constitue la première partie de cette étude.

L'injection du combustible n'est pas seulement caractérisée par la quantité du combustible introduite par cycle, mais également par la durée de son introduction.—En général, on considère que la durée d'introduction du combustible correspond au temps pendant lequel l'aiguille de l'injecteur n'est pas en contact avec son siège inférieur. Nous avons donc abordé ce problème, au cours d'essai industriel, par l'étude de la levée de l'aiguille d'un même injecteur, en apportant des modifications différentes au système d'injection. Ces modifications ont porté sur les diamètres des pistons de la pompe, sur la réaspiration du combustible dans la tuyauterie d'injection et sur la loi de variation de la pression au cours de l'injection. Le cas de fonctionnement parfait de l'injecteur correspond au maintien de l'aiguille en contact avec le siège supérieur pendant toute la durée d'injection.—Dans le domaine de l'utilisation du moteur, il faut réaliser ces conditions en choisissant convenablement les diamètres des pistons de la pompe et la valeur de la réaspiration. Ainsi, on dispose de plusieurs solutions d'équipement pour un régime de moteur déterminé. En dehors de ce régime, le mouvement de l'aiguille peut présenter différentes particularités ; à pleine charge et aux régimes de rotation élevés, les phénomènes oscillatoires prennent naissance dans la tuyauterie d'injection et peuvent entraîner le rebondissement de l'aiguille après la fin de l'injection. L'augmentation de la réaspiration atténue ce phénomène. Aux bas régimes, quelle que soit la charge, la levée de l'aiguille présente des phénomènes oscillatoires et la durée d'injection, de la même quantité de combustible par cycle, se trouve alors considérablement accrue par rapport à celle correspondant aux régimes élevés. Nous avons cherché à préciser les raisons de cette augmentation de durée qui peut être attribuée au laminage particulièrement important entre l'aiguille et son siège ou l'intermittence de l'injection. Le système hydraulique complexe, constitué par l'injecteur, la pompe et les clapets à réaspiration, peut être, en principe, caractérisé par des nombres sans dimension, parmi lesquels on trouve la durée d'injection rapportée à la durée de refoulement et le rapport de la pression maximale à la pression de tarage d'injecteur. Ces deux derniers paramètres sont particulièrement intéressants pour le technicien.—D'après les résultats obtenus sur une pompe, il semble qu'effectivement cette interprétation des résultats est susceptible de fournir des renseignements intéressants.

CHAPITRE I

ETUDE DE LA DISPERSION DES INJECTIONS

SYSTEME D'INJECTION DU COMBUSTIBLE

Le système d'injection d'un moteur à allumage commandé est constitué exclusivement par la pompe, la tuyauterie d'injection et l'injecteur. L'ensemble constitue un système élastique complexe.

POMPE

Une pompe a pour but l'alimentation du moteur en combustible sous pression. Aujourd'hui, tous les moteurs Diesel modernes à grande vitesse utilisent les pompes à pistons. En général, il y a une pompe ou un élément de pompe par cylindre; tous les éléments pouvant être réunis en un ensemble unique, munis d'une commande unique, d'un contrôle unique et reliés au réservoir de combustible par une canalisation unique. Dans certains cas, on utilise une seule pompe à un seul élément, mise successivement en communication avec chacun des cylindres par un distributeur.

Chacun des éléments doit non seulement refouler le combustible sous haute pression, mais aussi en refouler une quantité bien déterminée, à un instant précis. On utilise donc exclusivement des pompes à piston aspirantes et refoulantes.

Les parties essentielles d'une pompe sont le cylindre, le piston et les clapets de refoulement.

La partie supérieure du cylindre est en communication avec l'alimentation du combustible par deux orifices d'admission. L'orifice de départ vers l'injecteur se trouve à la partie supérieure du cylindre (voir fig. I-1).

Lorsque le piston est au point mort bas, le cylindre est rempli de combustible. Le piston commence à monter et il arrive un moment où il masque les deux orifices. Le combustible est alors mis sous pression, le refoulement commence quand la pression est suffisante pour lever le clapet de refoulement, et il se poursuit jusqu'à ce que l'arête inférieure de la tête du piston n'ait pas découvert l'un des orifices d'admission qui constitue alors l'orifice de retour. Le combustible s'échappe par une rainure verticale aménagée dans la tête du piston (voir fig. I-1). Ainsi, à chaque montée du piston, la pompe refoule

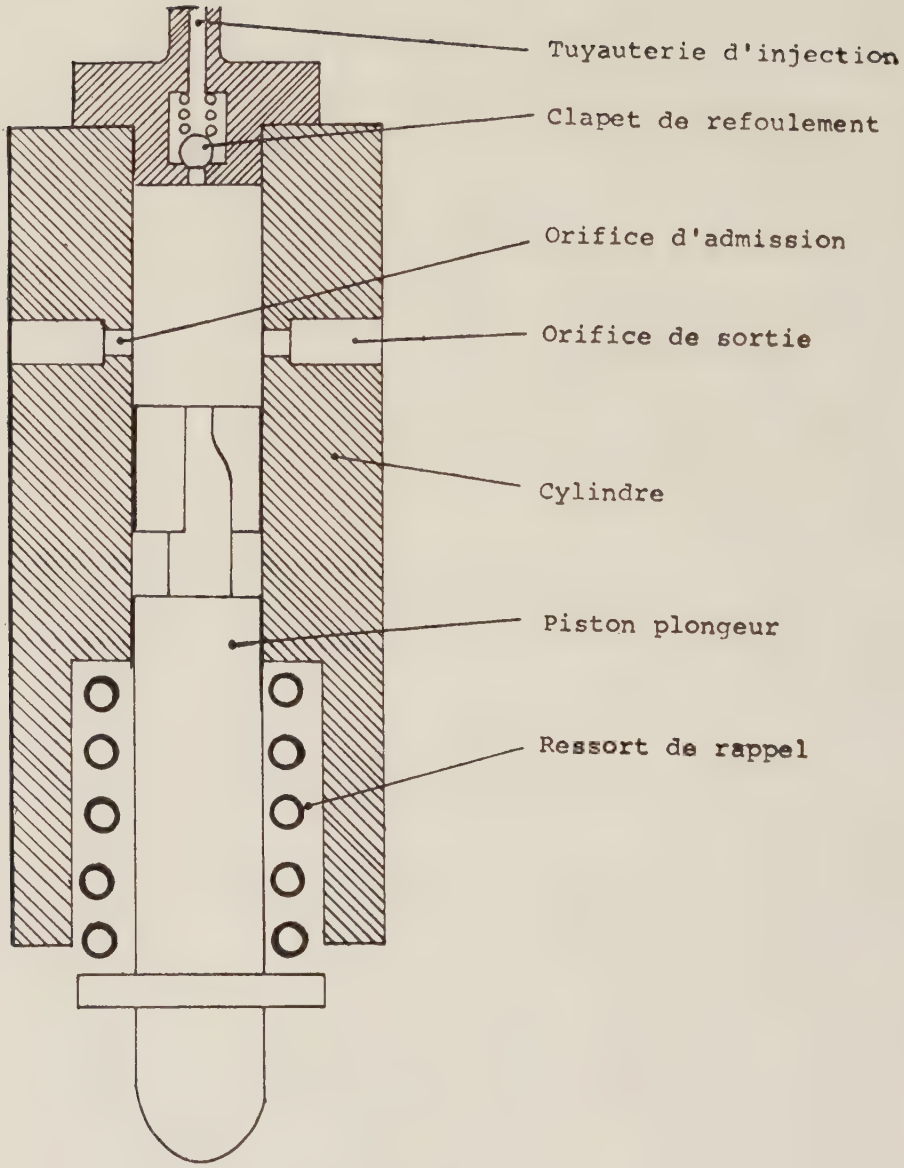


Fig. I-I : REPRESENTATION SCHEMATIQUE D'UNE POMPE A INJECTION

vers l'injecteur une certaine quantité de combustible. Il suffit de prévoir une arête hélicoïdale de la tête du piston pour que, par la rotation de ce dernier autour de son axe, on puisse faire varier la quantité de combustible injecté. Ainsi, pour une course géométrique constante, le piston peut posséder une course utile variable.

Notons qu'en fonctionnement réel, la première et la dernière partie de la course du piston de la pompe sont inutilisables pour l'injection. Se faisant à faible vitesse, elles donneraient des pressions insuffisantes. Dans la plupart des pompes à injection, on utilise seulement un quart ou même moins de la course du piston.

CLAPETS DE REFOULEMENT

Dans la pompe à injection, dès que la pression du combustible tombe à la suite de l'ouverture de l'orifice de décharge, le combustible retourne dans la tuyauterie vers la pompe. La quantité de combustible qui passe à travers la soupape de refoulement dépend de sa vitesse de fermeture.

Dans sa forme simple, cette soupape est constituée d'une bille retenue sur son siège par un ressort (voir fig. I-2a). La bille se soulève lorsque la pression développée par la pompe est supérieure à la force du ressort et vice versa. Cette soupape de refoulement a un inconvénient : sa brusque fermeture fait que la pression du combustible dans la tuyauterie demeure voisine de la pression d'ouverture de l'injecteur. La moindre augmentation de la pression provoquerait donc une deuxième injection de combustible. Ce phénomène est appelé "bavage". Or le bavage se faisant à pression plus faible que l'injection elle-même, les gouttelettes sont plus grosses et la combustion se fait mal. D'autre part, la combustion se faisant assez tard, le rendement thermique du moteur est faible.

Pour remédier à ce phénomène indésirable, les constructeurs ont mis au point les clapets à réaspiration indiqués sur la fig. I-2b. Examinant leur construction, nous distinguons la collerette permettant l'obstruction de la canalisation et, d'autre part, la partie conique de la soupape elle-même reposant sur son siège. Lorsque cette dernière occupe sa place, le volume compris entre la collerette et la surface conique est remplie de liquide enlevé à la canalisation, permettant ainsi une diminution de la pression. La contraction de la tuyauterie et l'expansion du liquide se font donc sans bavage. C'est par le volume réaspiré que l'on caractérise ces clapets (clapets à 50, 70 ou 100 mm^3 de réaspiration).

INJECTEUR

L'injecteur est un des plus importants organes dans le moteur Diesel. De son bon fonctionnement dépend le rendement du moteur.

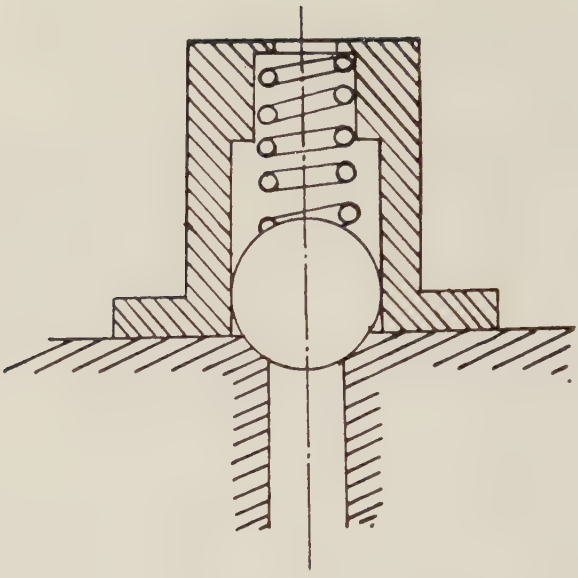


Fig. I-2a : Clapet à bille

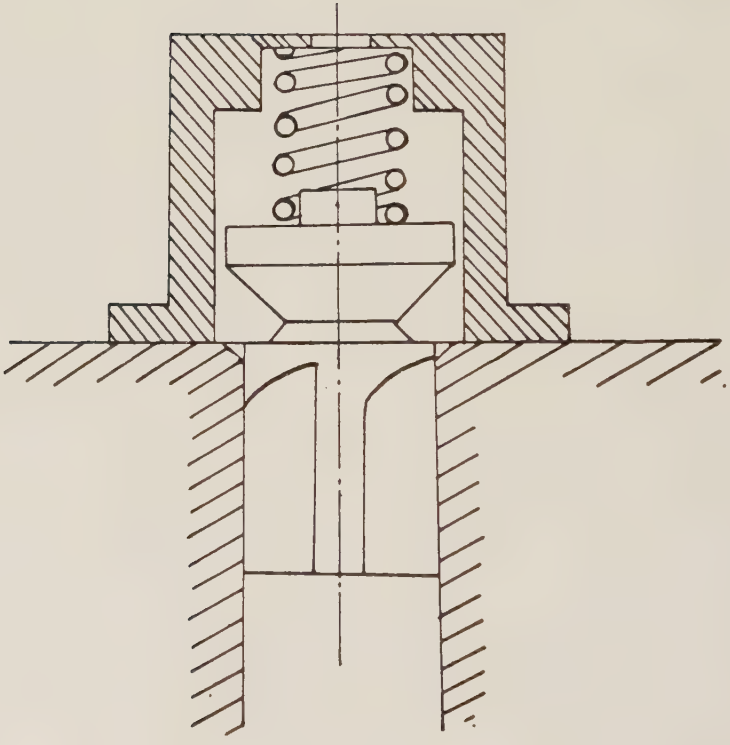


Fig. I-2b : Clapet à réaspiration

Il existe trois sortes d'injecteurs :

1°)—Les injecteurs ouverts, dans lesquels le combustible est refoulé par une soupape pendant une durée prédéterminée.

2°)—Les injecteurs fermés, qui s'ouvrent au moyen d'une came.

3°)—Les injecteurs fermés commandés hydrauliquement s'ouvrant par la pression du combustible à refouler.

Actuellement, tous les moteurs sont équipés avec des injecteurs de la dernière catégorie. Dans ces injecteurs, l'aiguille est terminée par un cône et joue le rôle de soupape ; un ressort la maintient sur son siège. Par un simple tournage d'une vis qui comprime ou détend ce ressort, on peut varier la pression de tarage.

Le diamètre inférieur de l'aiguille est plus petit que le diamétre général. Ainsi, une chambre est formée entre l'aiguille et le corps de l'injecteur. Le combustible sous pression arrive dans cette chambre par des canalisations creusées dans le corps de l'injecteur et s'accumule dans l'épaulement formé par la différence des diamètres. Dès que la force de pression est supérieure à la force de tarage, l'aiguille se lève et le combustible passe. Ce dernier est pulvérisé en passant par des orifices de très petits diamètres percés dans le corps de l'injecteur sous le siège de l'aiguille.

EXPLICATION MATHEMATIQUE DES VIBRATIONS DE L'AIGUILLE

L'étude mathématique du système formé par l'aiguille, le ressort et le combustible montre que l'aiguille ne reste pas immobile pendant la durée de l'injection, et ces oscillations peuvent même, dans certaines conditions, prendre une amplitude telle que l'aiguille retombe sur son siège en donnant des jets successifs.

Soit, selon la fig. I-3a :

m = la masse de l'aiguille,

F = la force dirigée vers le bas appliquée à l'aiguille par le ressort.

A = Coefficient d'amortissement,

R = la force de frottement durant le mouvement, supposée constante et dirigée en sens inverse de la vitesse,

Ro= la force de frottement au repos.

Si S est la section droite de l'aiguille, l'équation du mouvement s'écrit :

$$m\frac{d^2x}{dt^2}=F+Sp-A\frac{dx}{dt}\pm R \quad ...(1)$$

x=la levée de l'aiguille,
p=pression du combustible.

La différence entre les quantités de combustible entrant et sortant de l'injecteur pendant un temps dt doit être égale à la variation, par

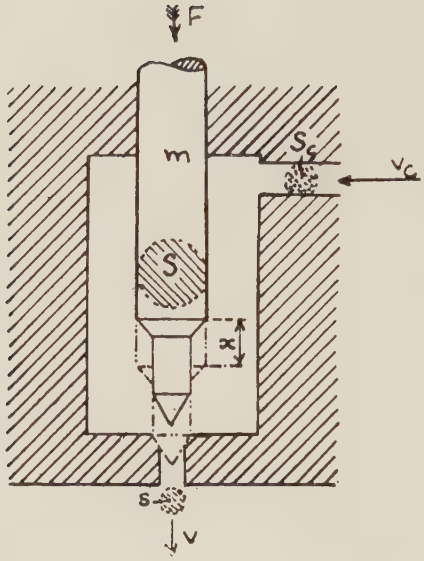


Fig. I-3 a

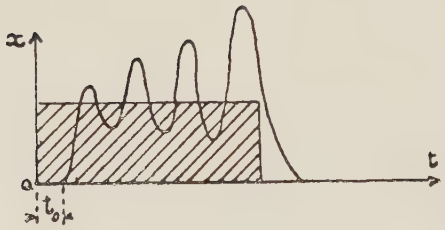


Fig. I-3 b $\lambda_2 > 0$

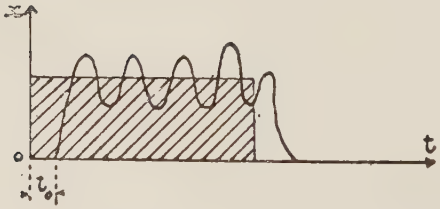


Fig. I-3c $\lambda_2 = 0$

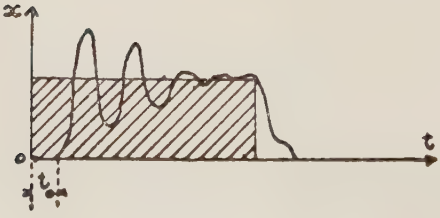


Fig. I-3d $\lambda_2 < 0$

suite du mouvement de l'aiguille et de la compressibilité, de volume du combustible contenu dans l'injecteur.

$$S_c\ v_c - sv = S\frac{dx}{dt} + K\frac{dp}{dt} \qquad ...(2)$$

S_c = Section de la conduite,
v_c = Vitesse d'écoulement du combustible dans la conduite, supposée constante durant l'injection,
s = Section de la tuyère de sortie,
v = Vitesse d'écoulement dans cette tuyère,

$$K = \frac{V}{E} = \frac{\text{Volume de combustible comprimé}}{\text{module d'élasticité}}.$$

On peut supposer que la quantité injectée est proportionnelle à la levée de l'aiguille.

$$sv = ax \qquad ...(3)$$

On déduit de (2) et (3)

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{V}\left(S_c\ v_c - ax - S\frac{dx}{dt}\right) \qquad ...(4)$$

et en différentiant (1)

$$m\frac{d^3x}{dt^3} + A\frac{d^2x}{dt^2} - S\frac{dp}{dt} + c_1\frac{dx}{dt} = 0$$

$$m\frac{d^3x}{dt^3} + A\frac{d^2x}{dt^2} + \left(c_1 + \frac{E}{V}S^2\right)\frac{dx}{dt} + Sa\frac{E}{V}x = S\frac{E}{V}S_c\ v_c$$

$$x''' + \alpha x'' + \beta x' + \gamma x = \delta$$

On voit que la tension initiale du ressort et la force de frottement n'interviennent pas dans l'équation du mouvement.

Selon O. LUTZ (Vorgänge in federbelasteten Einspritzdüsen, Ingenieurarchiv, 1933)

La solution de cette équation est de la forme

$$x = A_1 e^{\lambda_1 t} + e^{\lambda_2 t}\ (A_2 \sin \lambda_3 t + A_3 \cos \lambda_3 t)$$

avec

$$\lambda_1 = -\frac{\alpha}{3} + y + z$$

$$\lambda_2 = -\frac{\alpha}{3} - \frac{y+z}{2}$$

$$\lambda_3 = \frac{\sqrt{3}}{2}(y - z)$$

$$y=\left(-\varkappa_1+\sqrt{\frac{\varkappa_1^2}{4}+\frac{\beta_1^2}{27}}\right)$$

$$z=\left(-\varkappa_1-\sqrt{\frac{\varkappa_1^2}{4}+\frac{\beta_1^2}{27}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

où l'on pose

$$\varkappa_1=\varkappa+\frac{2\alpha^3}{27}-\frac{\alpha\beta}{3}$$

$$\beta_1=\beta-\frac{\alpha^2}{3}$$

on voit que

$$y+z<0 \qquad y-z>0$$

La fréquence propre du système est <3. Lorsque le coefficient d'amortissement est petit $\left(\lambda_2=-\frac{A}{3m}-\frac{y+z}{2}\right)$ l'amplitude des oscillations augmente (voir fig. I-3b); s'il est grand, elle diminue (fig. I-3d).

Les oscillations de l'aiguille se transmettent au combustible dans la tuyauterie, et il faut en tenir compte lors du calcul de la fréquence propre, en comprenant, dans l'expression V du volume du combustible comprimé, une partie plus ou moins grande, suivant la longueur des tuyauteries, du combustible contenu dans la conduite.

L'amorçage des oscillations de l'aiguille peut s'expliquer aisément, comme nous le verrons dans le chapitre consacré à l'étude de la levée de l'aiguille.

BANC D'ESSAI

Pour procéder aux études expérimentales sur le système d'injection, nous disposons d'un banc d'essai pompe. Un moteur électrique à vitesse variable est directement lié à l'arbre de la pompe. Chaque cylindre de la pompe est muni d'une tuyauterie à l'extrémité de laquelle se trouve un injecteur. Chaque injecteur débite dans un tube gradué en cc; l'injection se fait sur une pièce de métal en hélice à la tête du tube, évitant ainsi la formation du brouillard et la perte d'une partie du combustible dans l'atmosphère; voir diagramme I-4.

Des études préliminaires avaient établi qu'il était nécessaire d'introduire le combustible dans la pompe à une pression de 1,5 à 2 kg/cm^2. Cette pression permet d'éviter les bulles d'air qui empêcheraient l'injection du combustible dans le cylindre moteur. Une petite pompe électrique de gavage remplit cet office.

De plus, nous avons fixé un dispositif nécessaire à l'évaluation de la quantité des injections successives réalisées au moyen d'un même injecteur; les injections étant décalées dans le cycle d'un demi-tour de pompe (un tour moteur).

Deux difficultés se présentaient :

1°)—l'entraînement et la synchronisation de la partie mobile destinée à séparer les injections successives;

2°)—la récupération du combustible finement pulvérisé.

Dans la solution adoptée, ces difficultés ont été résolues de la manière suivante :

1°)—Deux grands plateaux jumelés sont munis de 60 éprouvettes placées sur leur périphérie, avec un intervalle angulaire de 6°

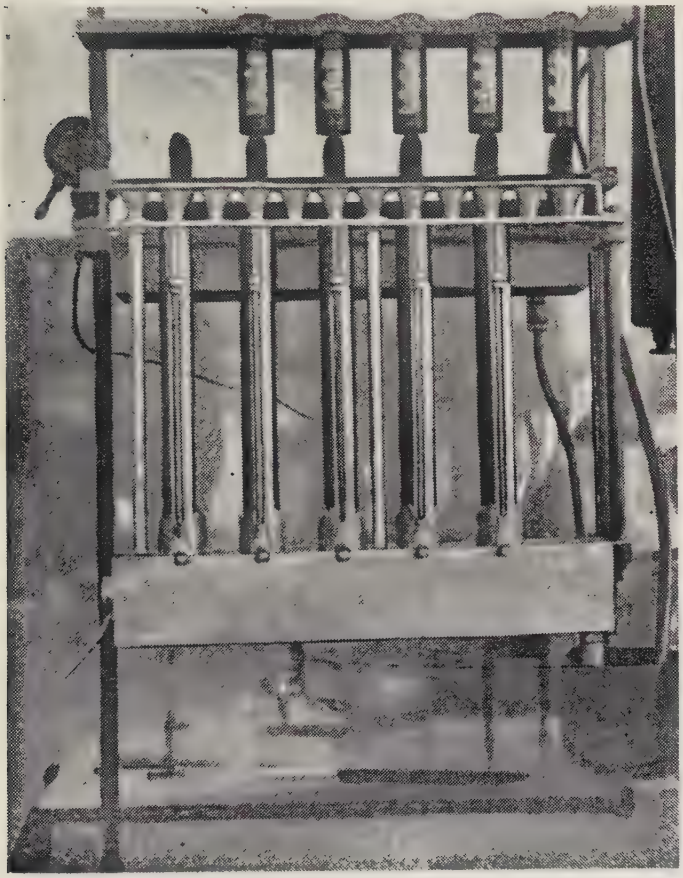


Fig. I-4

entre les deux éprouvettes successives (voir diagramme I-5). Sur l'axe principal de ces plateaux est fixée une tige qui peut être bloquée sur l'arbre vertical d'un réducteur à l'aide d'une simple vis. L'arbre moteur de ce réducteur d'entraînement est solidaire de l'arbre du banc d'essai auquel est accouplée directement la pompe d'injection. Le rapport du réducteur étant 1/60, on obtient une vitesse de rotation des plateaux aux éprouvettes égale à 1/60 de celle de la pompe. Ainsi, il suffit de régler au début d'un essai, de façon à ce que l'injection se fasse au moment même où une des 60 éprouvettes se trouve directement au-dessous du porte-injecteur. Des injections successives se feront automatiquement dans les éprouvettes successives.

2°)—Le départ du combustible pulvérisé hors des éprouvettes de réception a été évité par un dessin approprié du porte-injecteur et par une longueur suffisante des éprouvettes, pour que le jet pénètre directement dans cette dernière et, arrivé au fond, ne puisse plus rebondir (voir fig. I-6). Toutefois, le porte-injecteur ne devait pas toucher les éprouvettes et la perte d'une petite quantité du combustible ne pouvait être évitée. Cependant elle a été réduite au minimum.

Au début, les éprouvettes utilisées étaient des tubes d'essai ordinaires. Il a été constaté rapidement que leur usage présentait les difficultés suivantes :

1°)—Leur diamètre était trop grand par rapport à la quantité d'une injection; on ne pouvait donc pas connaître le quantité injectée en lisant simplement la différence de niveau du combustible dans l'éprouvette avant et après l'injection. Il fallait les peser une par une, ce qui était très long.

2°)—Elles n'étaient pas assez longues; le jet du combustible rebondissait et une partie du liquide s'en allait sous forme de brouillard.

Pour remédier à cela, des éprouvettes graduées spéciales étaient conçues et montées sur le dispositif précédent. Ces nouvelles éprouvettes ont des têtes larges, afin de capter le maximum de combustible, les têtes sont raccordées à des tubes de faible diamètre. La mesure de la quantité de combustible recueilli était faite en ne connaissant que la différence de hauteur du liquide dans le tube avant et après l'essai. De plus, la longueur des éprouvettes était notablement augmentée ce qui évite le rebondissement du combustible. Afin de les vidanger sans les enlever du dispositif, elles sont ouvertes à leur point bas (comme celles des burettes) et munies de tubes en plastique (les tubes en caoutchouc

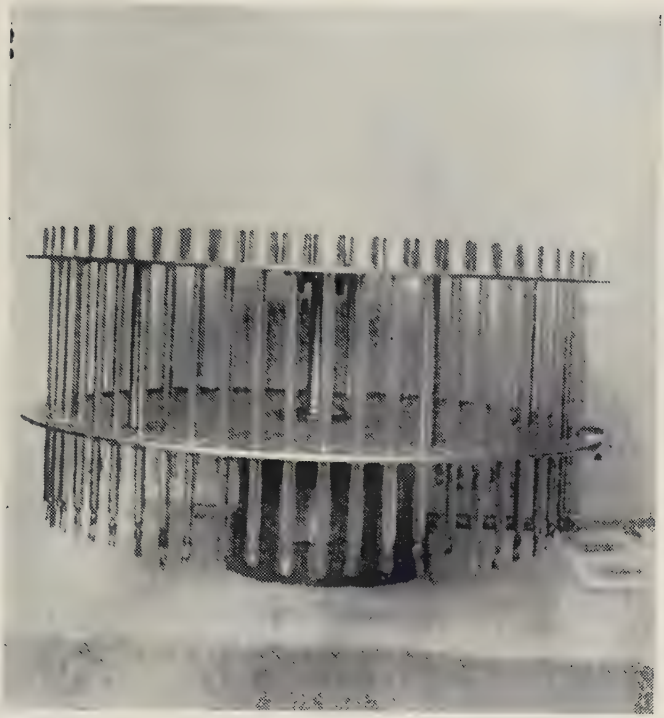


Fig. 1-5

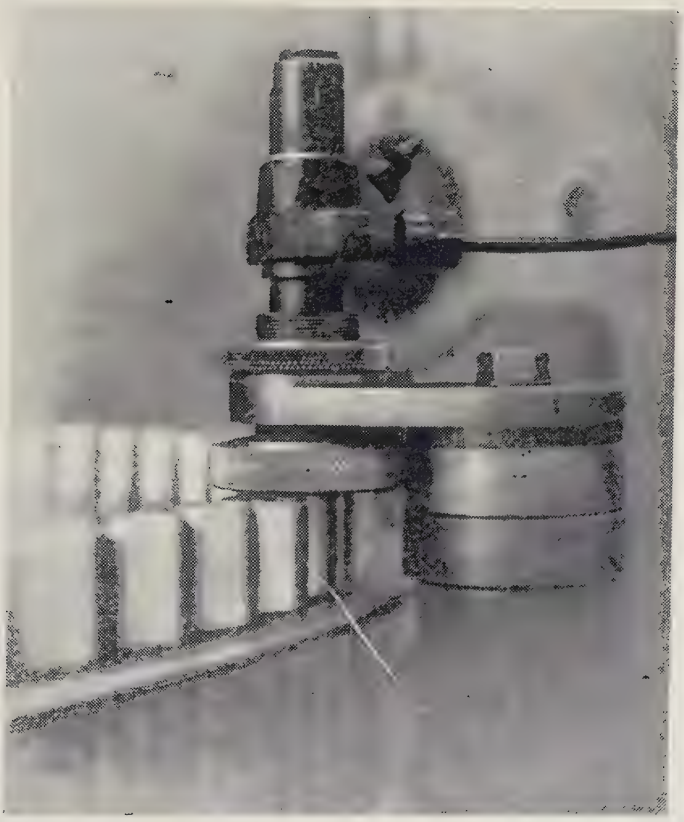


Fig. 1-6

étant attaqués par le combustible ne pouvaient être utilisés ici) qui peuvent être fermés au moyen d'une vis.

MODE OPERATOIRE

C'est toujours le piston le plus proche du dispositif tournant qui a été essayé. Cela nous a permis des essais avec les longueurs de tuyauteries plus petites qu'avec d'autres pistons. Au début de l'expérience, tous les injecteurs débitent dans des tubes gradués (voir fig. I-4, page 19). Au banc d'essai le pompe de gavage est mise en route, puis la pompe d'essai. La vitesse du moteur est réglée au moyen du volant de commande et le débit de l'injecteur est noté en mesurant le temps nécessaire pour recueillir 100 cc de combustible. Le moteur est arrêté ; la tuyauterie est changée (il ne faut pas tordre trop souvent la tuyauterie : cela lui donnerait une rugosité intérieure. Il vaut donc mieux changer la tuyauterie en fonction de son utilisation). [L'injecteur est mis dans une coupe et, en tournant le dispositif à la main, on repère la position exacte propre à l'injecteur.] Le dispositif porte éprouvettes tournant est dévissé du réducteur et réglé dans une position telle qu'une éprouvette se trouve exactement sous le porte-injecteur. L'injecteur est placé dans le porte-injecteur ; la crémaillère de la pompe est desserrée pour que la pompe ne débite plus à ce moment. La pompe de gavage et le moteur principal sont mis en route. A un moment donné, quand le compte-tours vient d'enregistrer un nouveau tour, la crémaillère est tirée ; ainsi l'injection est remise en route et, en même temps, un chronomètre est déclanché. Après avoir tourné le nombre de tours prévus, la crémaillère est desserrée de nouveau, au moment précis où le compte-tours enregistre la fin du dernier tour de l'appareil de captation. En même temps, le chronomètre est arrêté. L'injecteur est sorti du porte-injecteur afin d'éviter que l'injection résiduelle, lors de l'arrêt complet du moteur, ne donne des faux résultats. Le moteur principal ainsi que la pompe de gavage sont arrêtés. Un intervalle de 10 minutes est donné pour que le combustible se trouvant sur le fût des éprouvettes puisse glisser jusqu'au fond ; puis on effectue les lectures.

RESULTATS EXPERIMENTAUX

Schématiquement, un système d'alimentation se compose d'une pompe qui déplace le liquide, d'une tuyauterie qui canalise ce dernier et d'un injecteur qui le pulvérise dans le cylindre moteur. Plusieurs facteurs influencent la marche normale de ce système ; la pression de tarage, la longueur de la tuyauterie, son diamètre, la vitesse du moteur et le débit.

Le but de ces essais était de déterminer l'effet de chacun d'eux. Pour cela, différents groupes d'essais étaient effectués en ne faisant varier qu'un seul facteur à la fois.

D'abord, il fallait mettre en évidence les conditions les plus mauvaises de marche. Pour cela, nous avons commencé à faire des essais avec l'injecteur taré à 40 kg/cm². Le nombre de coups par éprouvette était réglé de telle sorte que la quantité du combustible recueilli dans les éprouvettes était la même (aux environs de 1,50 cc par éprouvette, soit 50 coups par éprouvette pour 1/4 de débit, 100 coups par éprouvette pour 1/8 de débit, et ainsi de suite). Le but recherché était d'évaluer la précision de captation du système et la dispersion maximale des débits. On a pu constater que seuls les essais avec la crémaillère en butée étaient reproductibles. L'intervention du régulateur de la pompe conduisait à des écarts trop notables entre le combustible effectivement débité par la pompe et la quantité totale du combustible recueilli dans l'ensemble des éprouvettes. Chaque expérience était reprise trois fois. Le débit total était mesuré en injectant tout le combustible dans le tube à hélice (fig. I-4) pendant une période donnée, avant et après la manipulation sur la répartition des injections. Aux débits de 1/8 et 1/4, on constate qu'une fraction inférieure à 3% du débit se trouve perdue au cours de l'essai—par diffusion dans l'atmosphère environnante. A plein débit, les pertes représentent 5%. Les écarts types des différents essais avec la variation du diamètre et de la longueur de la tuyauterie n'étaient pas significatifs pour indiquer un effet quelconque de ces paramètres sur la dispersion.

CHOIX DE LA VITESSE DE ROTATION ET DE LA PRESSION DE TARAGE

Les résultats des essais à différentes vitesses ont montré que la vitesse moteur qui donnait l'écart type le plus élevé, soit : 3,80, était de 1260 t/m. Donc, il a été décidé de faire les essais suivants à cette vitesse.

Pour préciser l'effet de la variation de pression, plusieurs essais étaient faits à 40, 60, 80 et 100 kg/cm².

Il a été remarqué qu'à 40 kg/cm², l'écart type était le plus faible. Il augmentait légèrement pour des pressions de 60 et de 80 kg/cm² pour baisser une fois de plus à la pression de 100 kg/cm² (voir fig. I-7). Comme l'écart type minimum était enregistré à la pression de 40 kg/cm², on pouvait raisonnablement estimer que cette valeur de pression était la plus intéressante pour la poursuite des essais.

On pourrait supposer, au début, que les premiers coups, quand l'injecteur commençait à fonctionner, n'étaient pas réguliers. Donc les premières éprouvettes devaient avoir un écart plus important par

rapport à la valeur moyenne. Pour vérifier ce point de vue, certains calculs (dans le cas de variation de pression, cas cité plus haut) étaient faits en ne prenant que les éprouvettes 10—59 (la dernière éprouvette était laissée délibérément pour la même raison).

Il a été constaté, en effet, qu'on avait des écarts types réduits quand on ne tenait compte que des éprouvettes 10 à 59. Dans des cas extrèmes, la réduction était de l'ordre de 13%.

TENTATIVE D'AMELIORATION DE POUVOIR DE CAPTATION

Essais avec des Tampons

Au début des essais, on craignait que le combustible ait une tendance à disperser dans l'atmosphère. En effet, une légère quantité de vapeur était remarqué à l'ouverture supérieure des éprouvettes. Pour diminuer cette perte, il avait été décidé d'essayer de mettre des tampons de fil de fer pour recevoir le jet et éviter la formation des vapeurs.

Pour ces essais, l'injecteur était taré à 150 kg/cm^2; la pompe était réglée à 1/2 débit, et la vitesse moteur était de 1260 t/m.

Contrairement au but recherché, ces tampons ont fait rebondir le jet en s'opposant à sa pénétration directe dans les éprouvettes.

Au cours de ces essais, il a été remarqué que la quantité de liquide recueillie était, soit la même dans les deux cas (avec et sans tampon), soit inférieure avec les tampons que sans eux. L'écart type était au moins deux fois plus grand. Donc l'idée d'utiliser les tampons était abandonnée.

Ces essais étaient effectués avec des tubes d'essai non gradués qui étaient abandonnés quelque temps après pour monter les tubes gradués (voir tableau ci-dessous).

Tableau des resultats d'essais avec des tampons

Moyenne arithmétique		*Ecart type*	
Sans tampons	Avec tampons	Sans tampons	Avec tampons
1,186	1,186	1,07	2,55
1,192	1,163	1,44	2,92
1,189	1,186	0,73	1,79

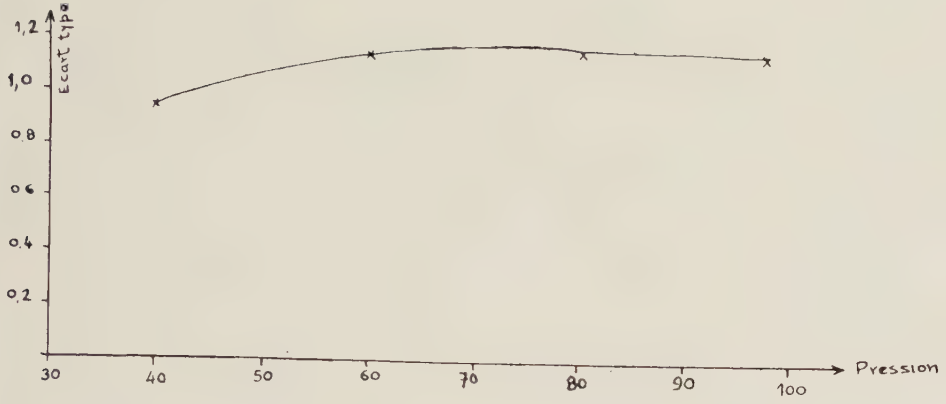


Fig. I-7—Variation de l'écart type en fonction de la pression.

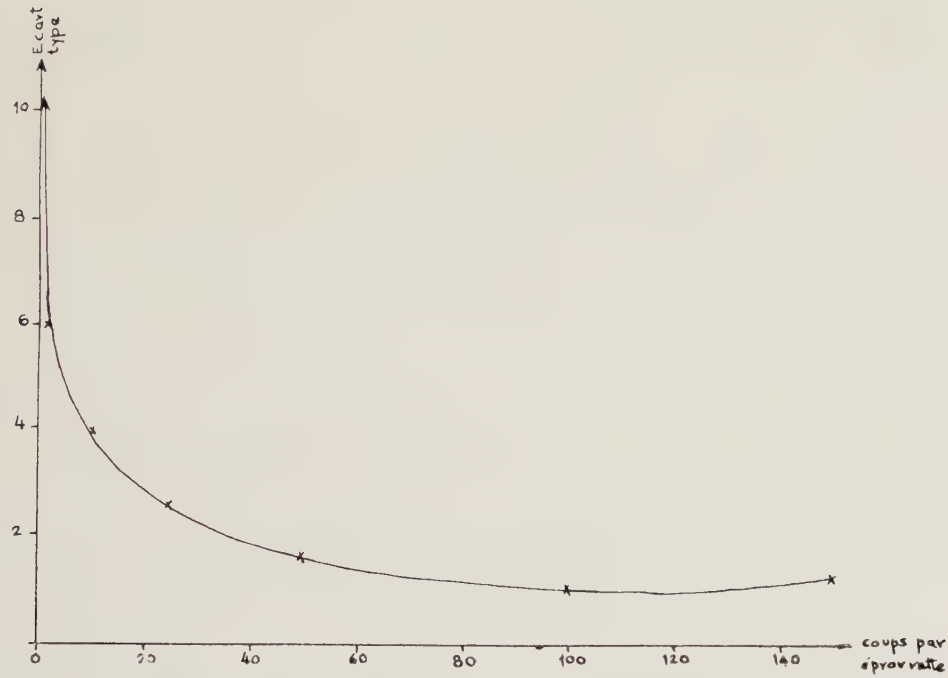


Fig. 1-8—Ecart type en fonction du nombre de coups par éprouvette (Injecteur taré à 40 kg/cm²).

Soufflage à la sortie de l'injecteur

Pour réduire la diffusion des gouttelettes dans l'air, nous avons essayé d'incorporer un soufflage d'air comprimé qui dirige le jet du liquide sortant de l'injecteur dans l'éprouvette. Cet essai était fait à 1/2 débit avec l'injecteur taré à 150 kg/cm².

Il y avait deux robinets d'admission d'air comprimé. Le premier vers l'arrivée de l'air était ouvert pour régler la pression initiale de l'air à souffler. Le deuxième, juste avant les trous de soufflage, pouvait être ouvert selon besoin, et le débit d'air comprimé pouvait être réglé d'une manière possible.

Les meilleurs résultats étaient obtenus en admettant l'air à 2 kg/cm² et en ouvrant le deuxième robinet jusqu'à ce que cette pression baisse à 1,5 kg/cm², l'écart type ayant baissé de 1,75 sans soufflage à 1,21 avec soufflage.

Effet du nombre de coups par éprouvette

Les graduations sur les éprouvettes étaient en 0,05 cc. Comme la quantité de combustible injectée par coup était de l'ordre de 0,12 cc, la lecture même des éprouvettes pouvait introduire une erreur considérable si le nombre de coups par éprouvette restait petit. Pour savoir l'effet exact de ce phénomène, plusieurs essais étaient effectués en variant le nombre de coups par éprouvette. Ces essais étaient faits pour les pressions de tarage de 40, 100 et 150 kg/cm². Il a été remarqué que l'écart type diminuait avec l'augmentation du nombre de coups par éprouvette. Ces essais étaient alors continués avec la pression de tarage de 40 kg/cm² à 1/8 de débit. L'écart type a diminué jusqu'à 100 coups par éprouvette pour rester constant par la suite (voir fig. I-8).

Longueur de la Tuyauterie

A la vitesse moteur de 1400 t/m, injecteur taré à 40 kg/cm², trois longueurs de tuyauterie de ϕ 1,5 étaient choisies. Ces longueurs étaient de 1m 15, 1m 25 et 1m 40.

Le meilleur résultat (S=1,07) était noté avec la longueur de 1m 25. En outre, les longueurs 1m 15 et 1m 40 ont donné des résultats peu différents les uns des autres (S=1,42 et 1,46 respectivement).

Diamètre de la tuyauterie

Avec les longueurs 1,15 et 1,40 deux diamètres de tuyauterie (ϕ=1,5 et ϕ=2 mm) ont été essayés. Il était noté que le ϕ=1,5 mm donnait l'écart type plus élevé.

Les résultats comparatifs de ces essais pour la vitesse 1400 sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Longueur mètres	Ecart type	
	ϕ 1,5	ϕ 2
1,15	1,54	1,37
1,40	1,60	1,52

Notons cependant que la variation des écarts types n'était pas significative pour mettre en évidence l'effect du diamètre de la tuyauterie.

Pompe Rotative

Pour comparer le fonctionnement des pompes á pistons avec les pompes rotatives, quelques essais ont été effectués sur une pompe rotative. Ces essais étaient faits à plein débit et à 1/2 débit en faisant varier la pression (40, 100 et 150 kg/cm²).

Une comparaison avec les valeurs obtenues en utilisant les pompes à piston dans les mêmes conditions a montré que la pompe rotative avait une dispersion moindre.

Les résultats comparatifs de la pompe à piston et la pompe rotative sont donnés dans le tableau à page 28.

Pompe Bicame

Les résultats des essais faits sur une pompe Bicame ont montré que l'écart type était toujours plus grand pour l'injection secondaire. Avec la réduction dans la vitesse de rotation, l'écart type, pour l'injection principale, est resté constant aux environs de 1,7, mais il a augmenté de 2 à 10 pour l'injection secondaire en passant du régime de 1800 à 1200 t/m.

Dans les pompes Bicames, la fin d'injection carburante est obtenue sur le sommet de la petite came, ce qui est beaucoup moins précis que lorsque la fin de l'injection est obtenue en démasquant l'orifice de décharge.

Pression de tarage kg/cm²	Débit	Ecart type	
		Pompe à piston	Pompe rotative
40	Plein	1,46	1,08
	1/2	1,68	1,38
100	Plein	1,59	0,94
	1/2	2,71	1,45
150	Plein	1,47	1,34
	1/2	Non enregistré	1,19

CHAPITRE II

EFFET DES PARAMETRES CARACTERISTIQUES DE LA POMPE SUR LA PERFORMANCE DU MOTEUR

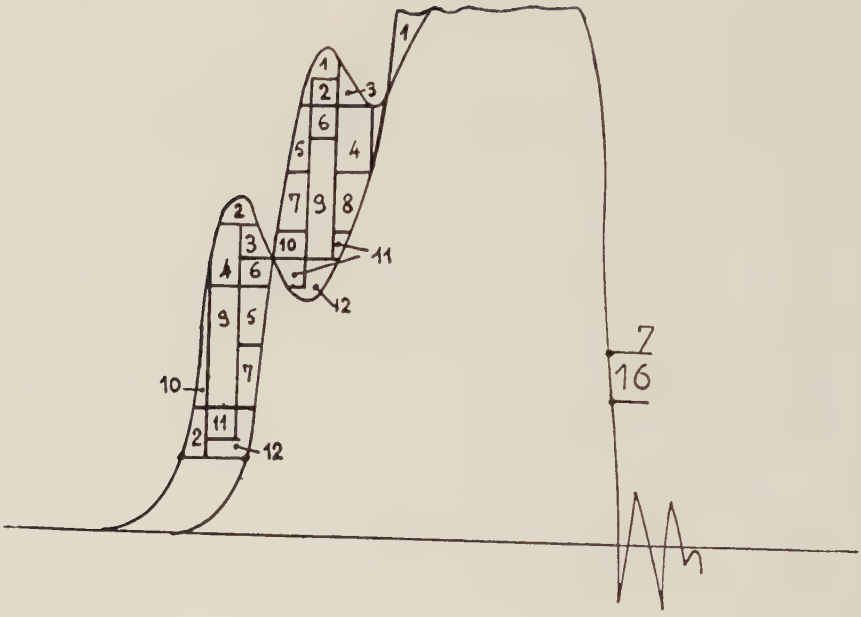
Au cours de cette série d'essais comportant plus de 40 points, certains enregistrements de levée d'aiguille ont été accompagnés par des enregistrements de pression. L'interprétation des résultats a été facilitée par le recoupement des informations données, par les essais correspondant aux conditions différentes. On constate que seuls les enregistrements effectués à 1800 tours avec un équipement non pourvu de clapets de réaspiration caractérisent, avec suffisamment de netteté le début de la levée d'aiguille. L'aiguille quitte son siège inférieur forcément pour une valeur constante de la pression, et cela quel que soit le régime de rotation de la pompe et quelles que soient les particularités d'équipment d'injection. Ainsi les diagrammes de pression à l'entrée de l'injecteur, relevés à 1800 t/m, permettent de marquer le début d'injection sur tous les diagrammes de levée d'aiguille.

On peut se demander si ce point correspond au début de l'introduction effective du combustible dans la chambre de combustion du moteur. Dans cette série d'essais, nous avons eu la chance de trouver des enregistrements correspondant au même débit effectués avec des clapets à réaspiration de différente valeur. Ces enregistrements sont caractérisés sensiblement par la même allure de la courbe de pression à partir de l'instant de l'ouverture de l'injecteur, mais par des courbes de levée d'aiguille très différentes. On peut supposer que l'évolution des pressions à la sortie de l'injecteur est sensiblement la même dans les deux cas, compte tenu de la quasi identité des pressions à l'entrée de l'injecteur. Il en résulte qu'en première approximation, les aires de la levée d'aiguille doivent être sensiblement les mêmes (voir fig. II-1). Pour obtenir l'identité des aires, il faut que le début d'introduction effective du combustible se place à environ 14% de la course de l'aiguille. Ainsi, dans la suite, pour la détermination de l'avance de l'injection effective, nous prendrons le point de la courbe de la levée d'aiguille correspondant à 15% de la course totale.

Matériel utilisé :

Moteur : POYAUD six cylindres, type 615

Levée d'aiguille :



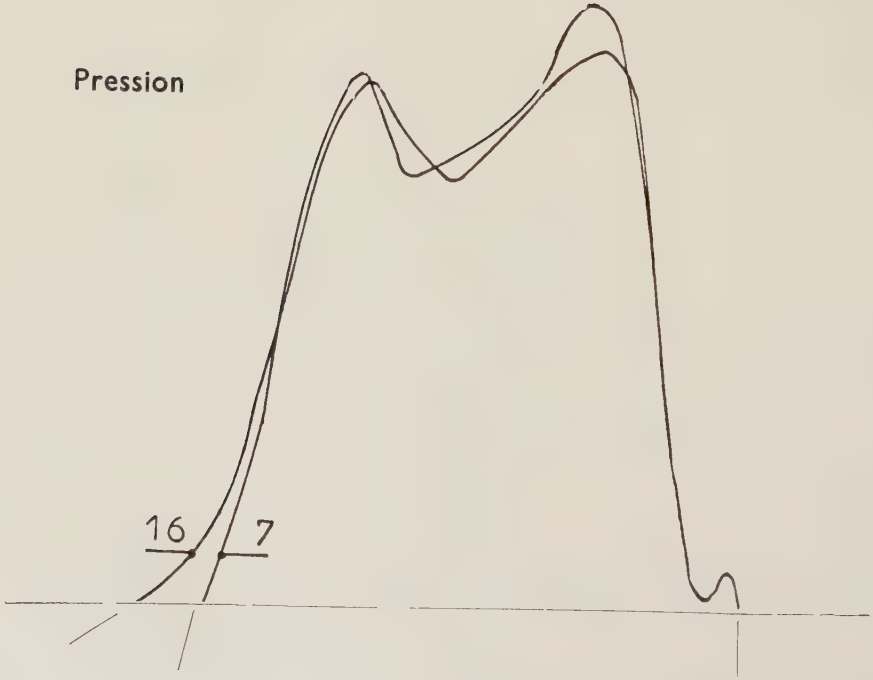
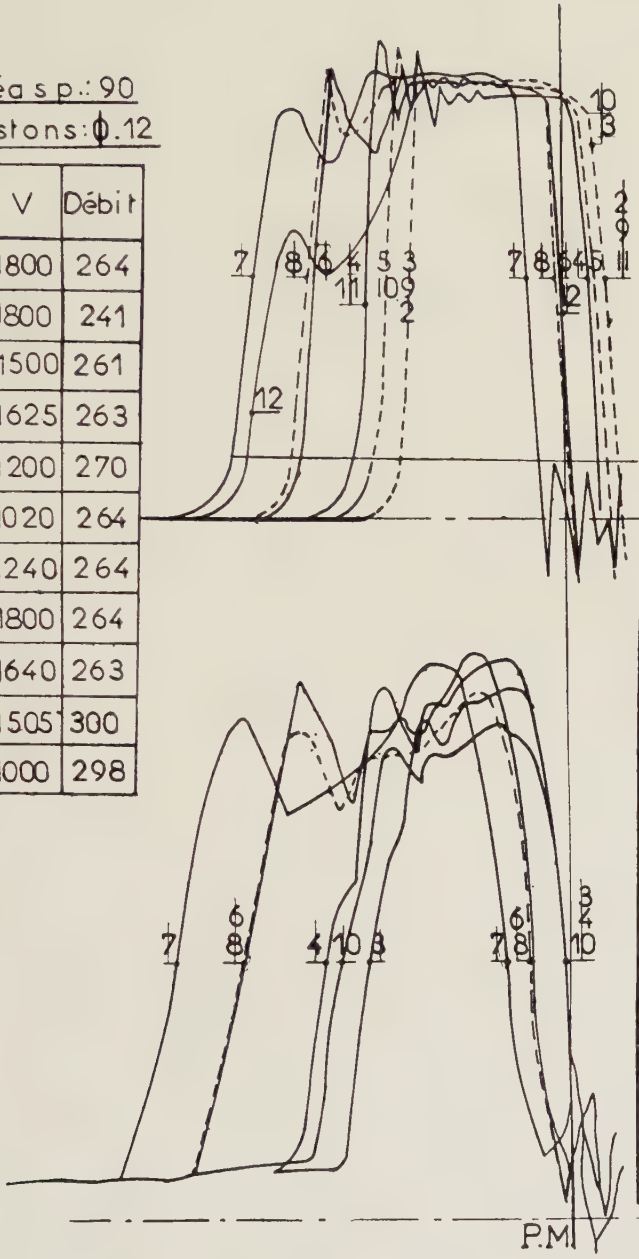


Fig. II-1

Réa sp.: 90
pistons: ϕ.12

N°	V	Débit
2	1800	264
3	1800	241
4	1500	261
5	1625	263
6	1200	270
7	1020	264
8	1240	264
9	1800	264
10	1640	263
11	1505	300
12	1000	298



N°	Av. à 1000 t.	Av. réelle
2	12,2	21,9
3	12,2	21,9
4	15,4	23,2
5	14,4	22,7
6	19,5	23,4
7	24	24,2
8	19,5	24,5
9	12,2	21 9
10	14	23
11	15	22,7
12	22,8	22,8

Fig. II-2

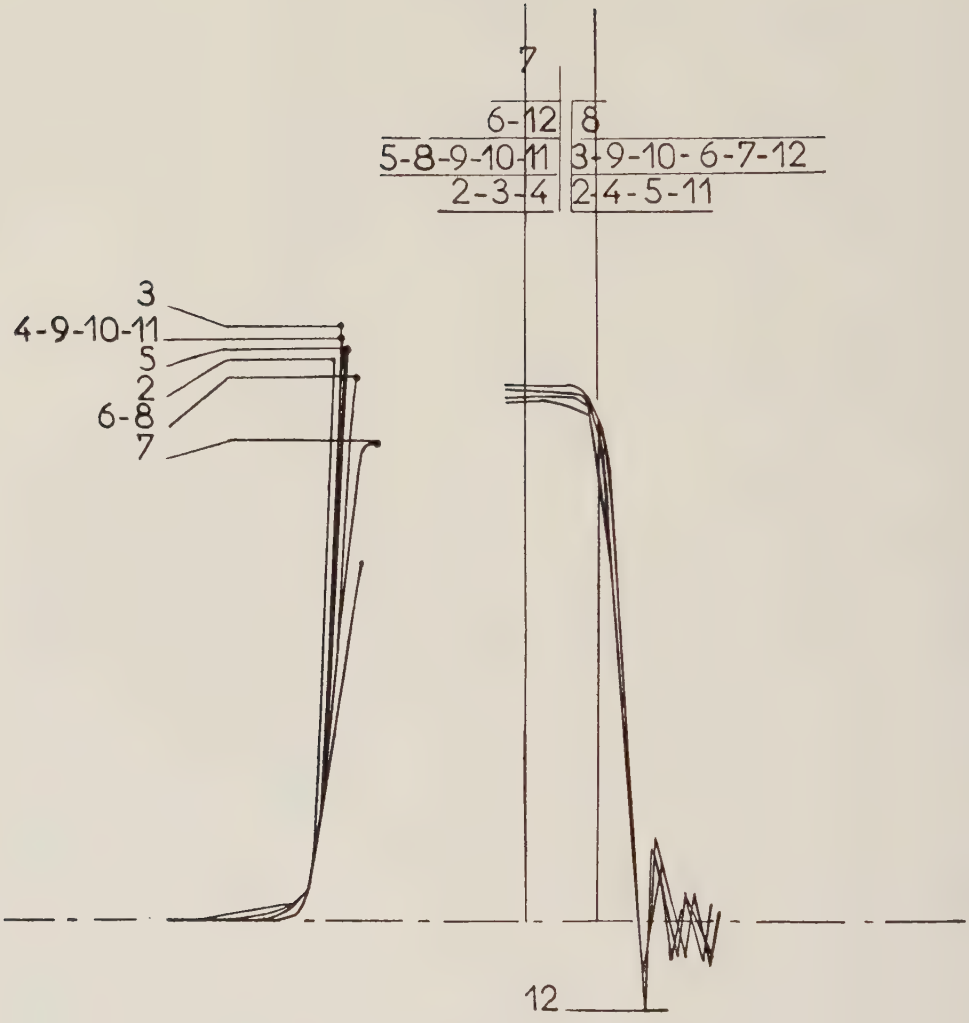


Fig. II-3

Turbo compresseur BBC VTR 150

Pompe : LAVALETTE, type P, susceptible d'être équipée d'arbre à cames lent, de pistons de 13 et de 12 mm et de clapets sans réaspiration ou avec réaspiration de 50 mm^3, de 90 mm^3 et de 120 mm^3.

Piston ϕ 12—Clapets de réaspiration de 90 mm^3.

La pompe à arbre à cames lent a été équipée de pistons de 12 et pourvue de clapets de réaspiration de 90 mm^3. La représentation en fonction du temps des diagrammes de levée d'aiguille ou de pression, en prenant comme origine le point mort haut, possède quelques inconvénients. Elle implique la détermination de la durée de fermeture sur chacun des diagrammes. Ce qui entraîne une certaine imprécision (fig. II-2). Nous avons préféré choisir comme point commun à tous les diagrammes de levée d'aiguille le point où l'aiguille reprend contact avec son siège inferieur (fig. II-3). On constate, en tenant compte de la précision de la reproduction des diagrammes, que la durée de fermeture est indépendante du régime de rotation de la pompe et du débit des combustibles par coup. Elle est d'environ 8° à 1800 t/mn, soit : 0,74 millisecondes.

L'étude de la durée d'ouverture peut se faire en faisant coïncider l'instant du début d'introduction effective du combustible (fig. II-3). On constate alors que, pour des vitesses de rotation de la pompe inférieure à 1500 t/mn, les enregistrements de levée d'aiguille présentent un premier minimum très arrondi, en général bien inférieur à la course totale de l'aiguille, contrairement à la vitesse de fermeture ; la vitesse d'ouverture de l'aiguille aux vitesses inférieures à 1500 t/mn dépend du régime de la pompe, en tendant vers une courbe limite à partir de ce régime, dont la pente est sensiblement la même que celle de la courbe de fermeture.

Les enregistrements de pression peuvent être étudiés en se fixant le point de début de fermeture (fig. II-4). On constate alors que toutes les courbes de pressions dans la partie descendante sont parfaitement superposables. Lorsqu'on fait coïncider l'instant du début d'ouverture, l'évolution des pressions ultérieures dans la partie ascendante des courbes est sensiblement le même. Cette dernière représentation permet de préciser le début d'ouverture sur les diagrammes de levée d'aiguille. Il est bien entendu que l'évolution des pressions antérieures au point d'ouverture dépend essentiellement du régime de rotation de la pompe.

L'avance à l'injection réelle (15% de la course de l'aiguille) varie relativement peu avec la vitesse. Lorsque le régime du moteur passe de 1000 t/mn à 1800 t/mn, l'avance varie sensiblement entre 24 et 22°.

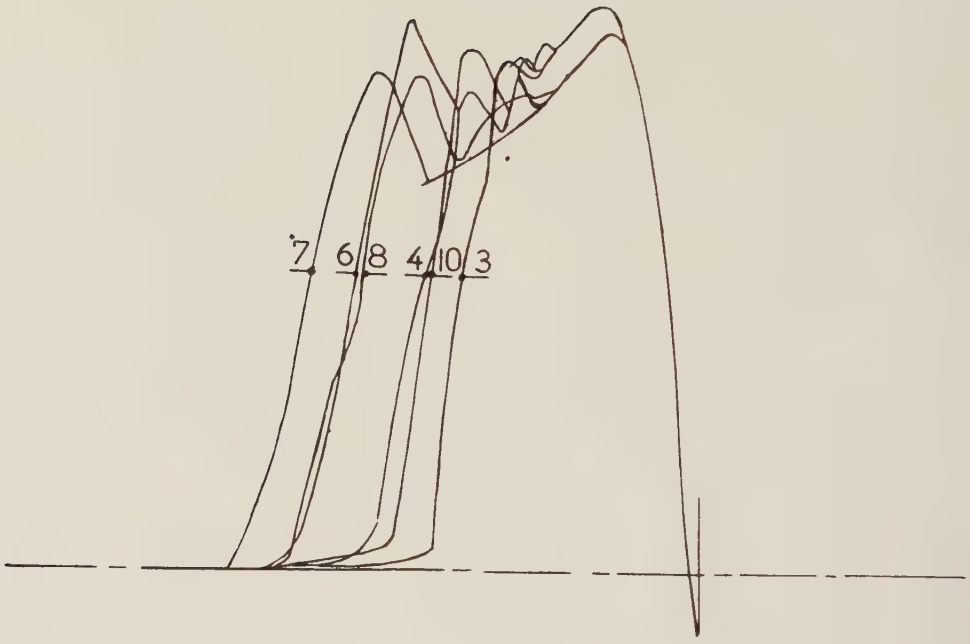
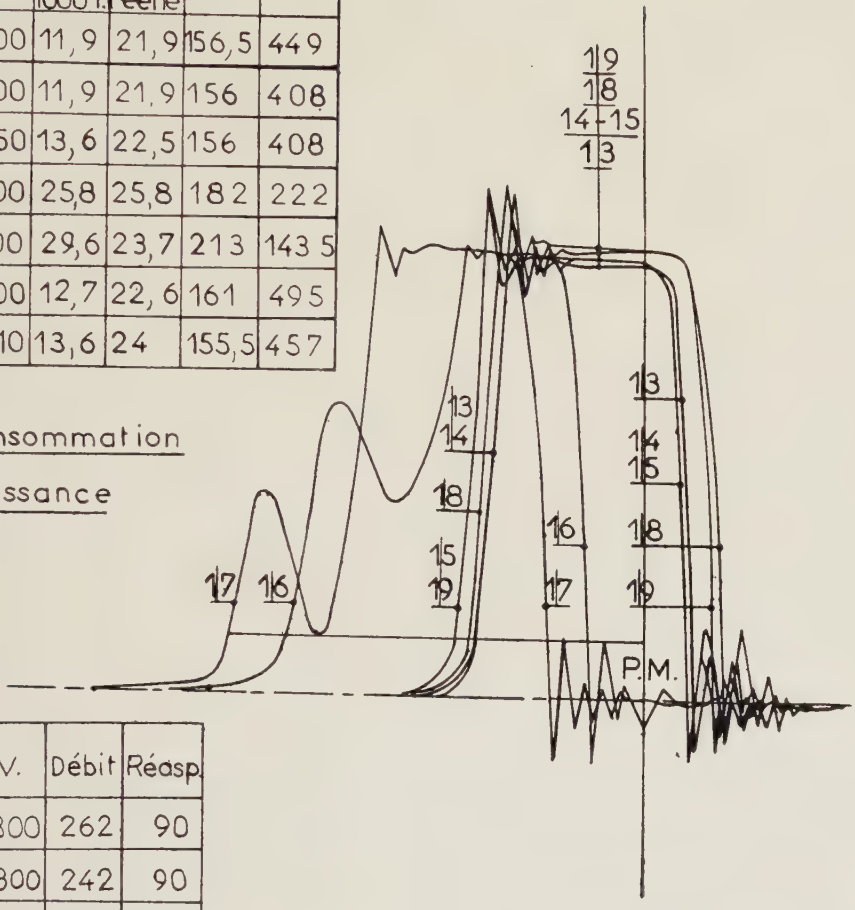


Fig. II-4

Nº	V.	Av. à 1000 t.	Av. réelle	C.	P.
13	1800	11,9	21,9	156,5	449
14	1800	11,9	21,9	156	408
15	1650	13,6	22,5	156	408
16	1000	25,8	25,8	182	222
17	800	29,6	23,7	213	143 5
18	1800	12,7	22,6	161	495
19	1610	13,6	24	155,5	457

C : Consommation

P : Puissance



Nº	V.	Débit	Réasp.
13	1800	262	90
14	1800	242	90
15	1650	261	90
16	1000	270	90
17	1800	257	90
18	1800	300	90
19	1610	299	90

Fig. II-5

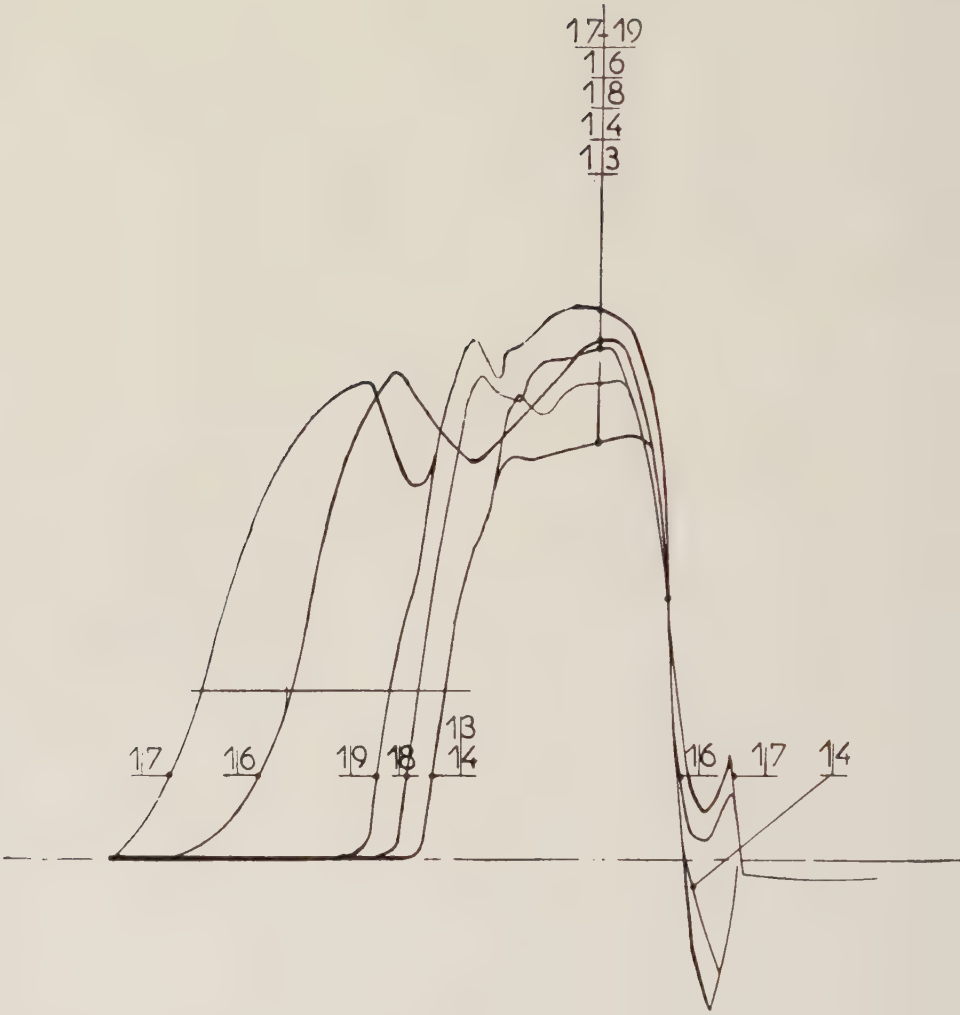


Fig. II-6

Le tableau I donne la comparaison des valeurs des avances réelles correspondantes, au début de la levée d'aiguille et au début de l'introduction effective du combustible.

TABLEAU I

Photo	Av. L. A.	Av. D. I.	Différence	
3	27,5	21,9	5,6	
4	29	23,2	5,8	
6	28,5	23,4	5,1	L. A.—levée d'aiguille.
7	29,5	24,2	5,3	D. I.—début d'injection.
8	29,5	24,5	5	Exprimés en angle de rotation
10	31,5	23	7,5	à 1000 t/mn

Piston ϕ 13—Clapets de réaspiration de 90 mm³

Dans ce cas, la pompe à arbre à cames lent était équipée de pistons de 13 et de clapets de réaspiration de 90 mm³. La fig. II-5 donne la représentation des courbes de levée d'aiguille en fonction du temps, en faisant coïncider le point du diagramme correspondant à l'instant de la retombée de l'aiguille sur son siège les diagrammes sont parfaitement superposables dans la région de la fermeture. Notons que, dans cette région, ces diagrammes sont également superposables avec la série d'enregistrements étudiés plus haut. On constate aussi que les éléments de courbes correspondant à l'ouverture sont également superposables à partir de l'instant du début d'introduction du combustible pour des vitesses de rotation comprises entre 1600 t/m et 1800 t/mn. Les relevés des pressions (fig. II-6) présentent les mêmes caractéristiques que ceux de la fig. II-4. On peut pratiquement superposer les parties supérieures des courbes à partir du début d'ouverture pour les mêmes régimes et sensiblement les mêmes débits. Il n'en est pas de même pour les éléments des courbes de pressions qui précèdent l'instant d'ouverture.

On peut établir le tableau de l'avance à la levée d'aiguille à l'introduction effective du combustible.

TABLEAU II

Photo	L.A.	D.I.	Différence	Consommation gr/ch.h.
13	29,5	21,9	7,6	156,5
14	27,8	21,9	6,7	156,5
16	31,5	25,8	5,7	182
17	31,5	25,7	7,8	213
18	30	22,6	7,4 } 90	161
19	31,5	22	8,5 }	155

N°	V.	Av. à 1000 t/mn	Av. réelle	C.	P.
23	1800	11,3	20,3	158	500
24	1800	11,3	20,3	156,5	463
25	1700	11,3	19,2	157	484
26	1000	24,5	24,5	187	255
27	1800	11,7	21	156,5	450
28	1805	11,7	21	160	356
29	1610	11,7	18,6	157,5	426

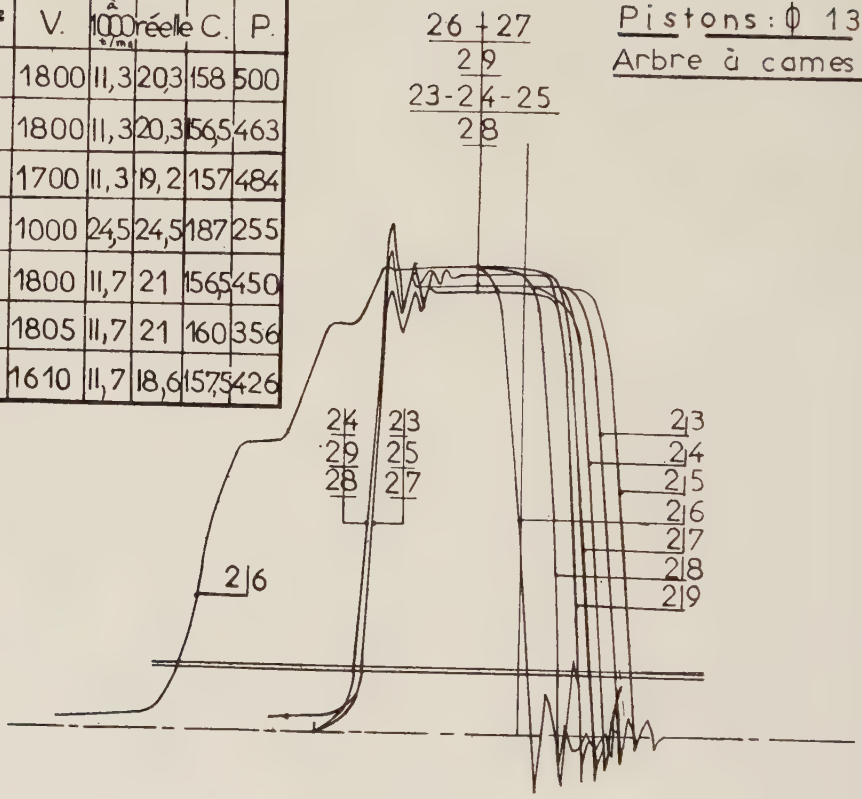


Fig. II-7

Pistons ϕ 13—Clapets de réaspiration de 120 mm³

La pompe à arbre à cames lent était équipée de pistons de 13 et pourvue de clapets de réaspiration de 120 mm³. La fig. II-7 représente la levée d'aiguille en fonction du temps, en faisant coïncider l'instant de la retombée de l'aiguille sur son siège. L'allure des courbes de fermeture est sensiblement la même que sur les graphiques précédents. Les éléments des courbes correspondant à la levée d'aiguille, à partir de l'instant initial d'introduction du combustible pour des vitesses supérieures à 1500 t/mn, sont sensiblement superposables aux courbes obtenues avec les pistons de 12 et les pistons de 13 lorsque la pompe était équipée de clapets de réaspiration de 90 mm³. L'allure de ces courbes de pression à l'entrée de l'injecteur, retracées avec la coïncidence du point de début de fermeture (fig. II-8), sont sensiblement les mêmes que les courbes obtenues avec les autres réglages.

Le tableau III donne les valeurs du début de la levée d'aiguille et celle du début de l'introduction effective du combustible.

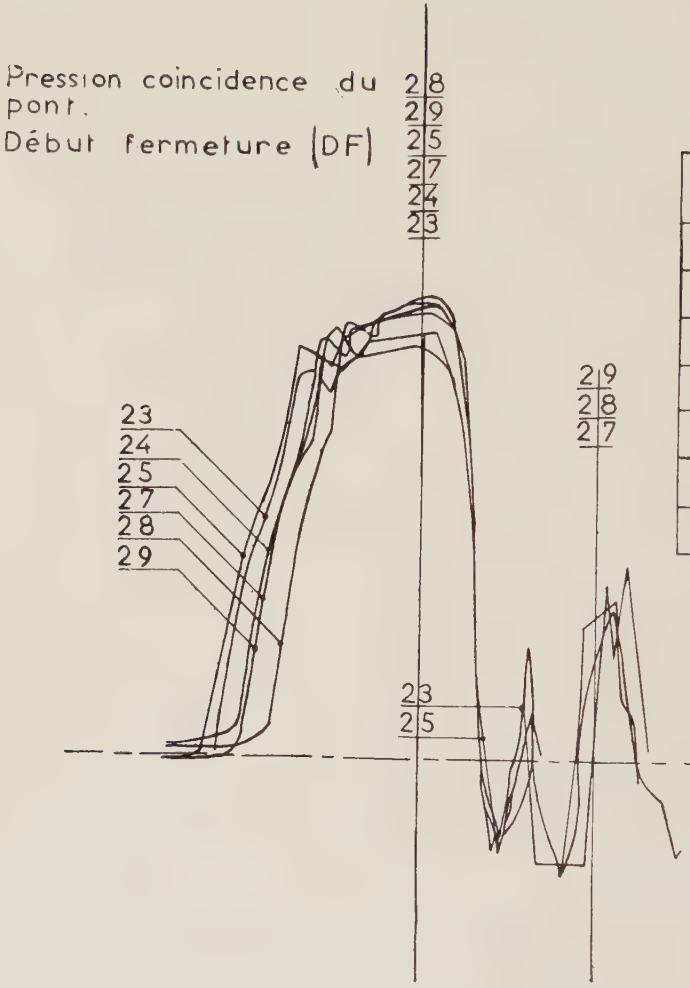
TABLEAU III

Photo	L.A.	D.I.	Différence	Consommation gr/ch.h.
23	27	20,3	6,7	158
24	25,8	20,3	5,5	156
25	27	19,2	7,8	157
27	25,8	21	4,8	156
28	25,8	21	4,8	160
29	25,8	18,6	7,2	157

Pistons ϕ 13—Clapets à billes

La pompe P à arbre à cames lent était équipée de pistons de 13 et dépourvue d'aspiration. La figure II-9 accuse, dans la partie descendante des courbes, une différence très nette entre le fonctionnement sans réaspiration et avec réaspiration, dont la durée augmente d'environ 40% lorsqu'on équipe la pompe de clapets sans réaspiration. La partie des courbes relative à la levée de l'aiguille, aprés l'instant du début d'injection effective, est identique à toutes les courbes obtenues précédemment. L'allure des courbes de pression (fig. II-10) ne diffère que très peu des courbes précédentes.

Le tableau IV indique l'avance de la levée d'aiguille et celle du début de l'introduction du combustible.



N°	V.	Débit	Récisp
23	1800	299	120
24	1800	272	120
25	1700	302	120
26	1000	316	120
27	1800	263	120
28	1805	213	90
29	1800	251	90

Fig. II-8

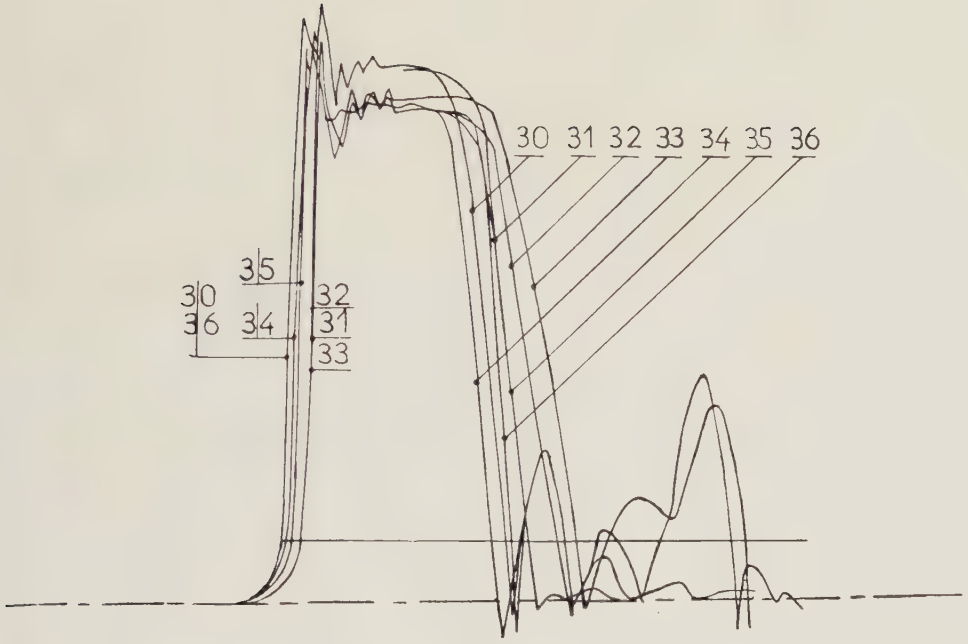
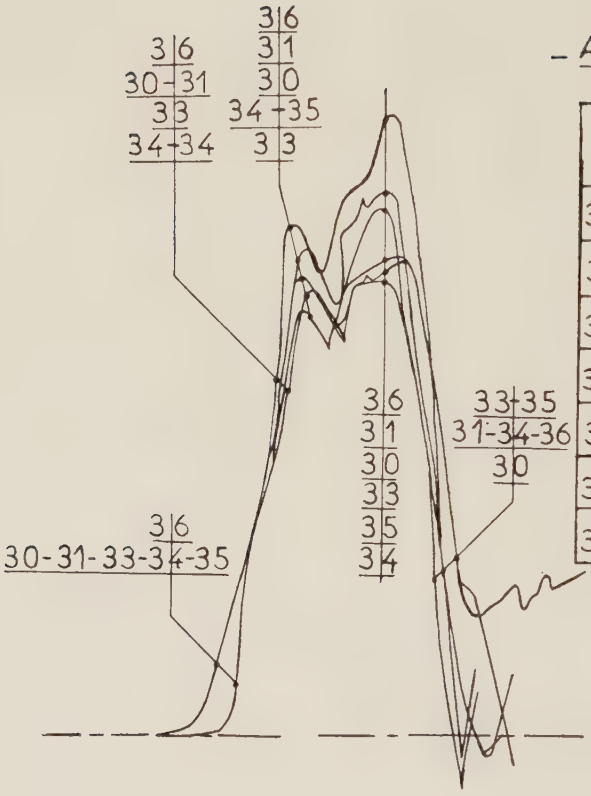


Fig. II-9

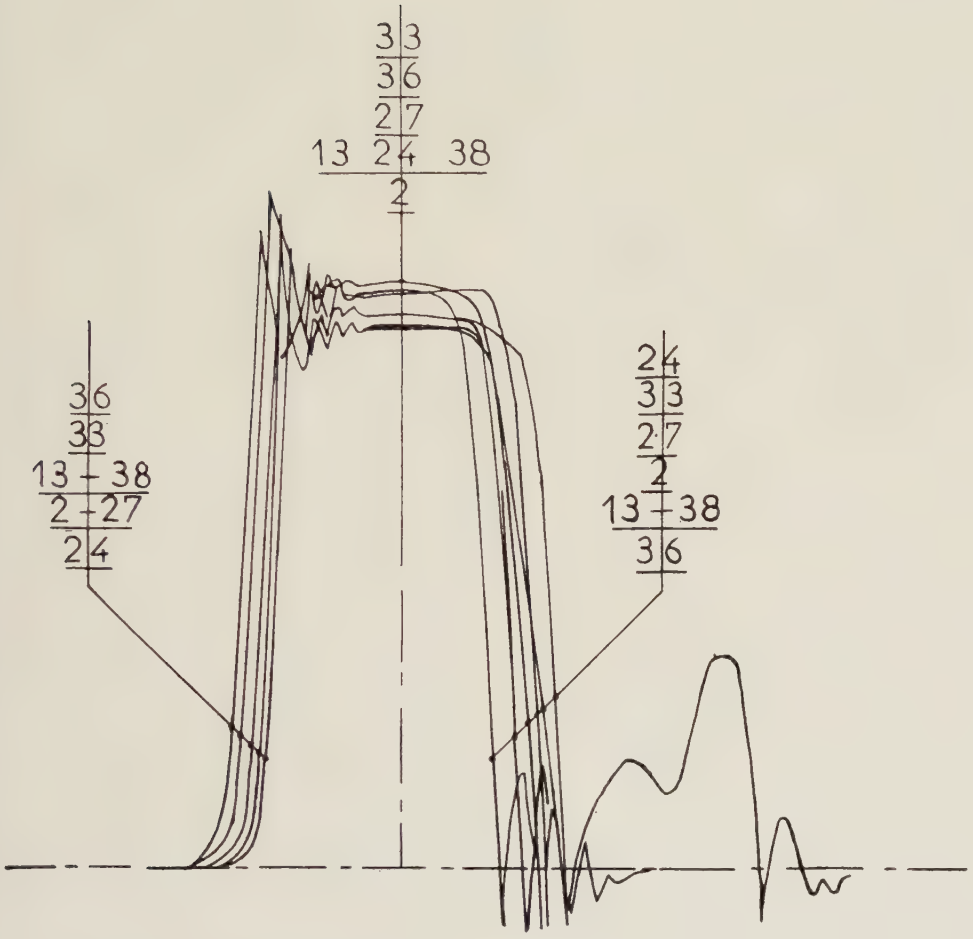


- Arbre à cames lent

N°	V.	Débit	R.	S.	P.
30	1800	230			
31	1800	236	0	7	13
32	1800	240	0	7	13
33	1800	264	0	7	13
34	1790	243	0	7	13
35	1800	272	0	7	13
36	1805	268	90	8	13

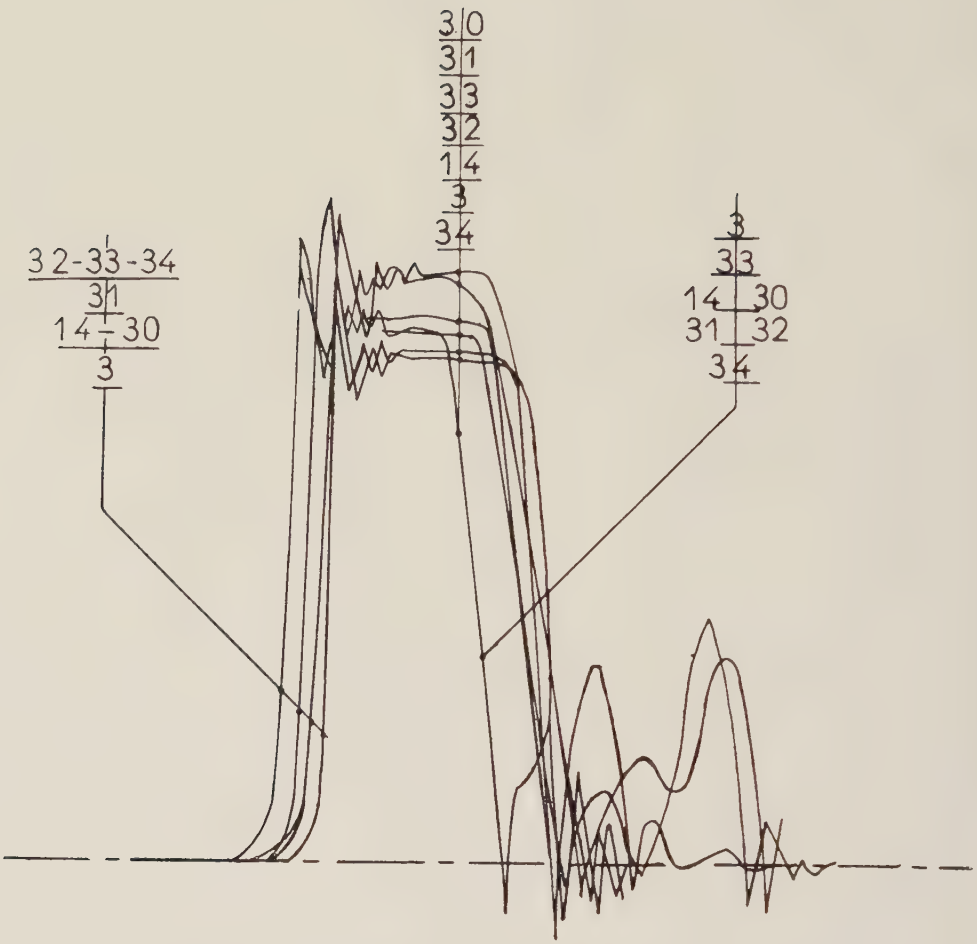
R. : Réaspiration
S : Soupapes (ϕ)
P. : Piston

Fig. II-10



N°	D.	P.	C.	Av à 1000 t.	Av réelle	P.	R.
2	264	444	158	12,2	22	12	90
13	262	449	156	12,2	22	12	90
24	272	463	156	12,2	22	13	120
27	263	450	156,5	12,2	22	13	120
33	264	442	160,5	13,3	24	13	120
36	268	450	160	13,8	25	13	90
38	261	431	161	12,5	22,6	12	90

Fig. II-11



N°	D.	P.	C	Av. à 1000 t	Av. réelle	P.	R.
3	241	404	159	11,5	20,7	12	90
14	242	408	156	12,3	22	13	90
30		396		12,3	22		
31	236	401	159	12,3	24	13	0
32	240	402	160	13,6	24,6	13	0
33	240	402	160	13,6	24,6	13	0
34	243	396	164	13 6	24,6	13	0

Fig. II-12

TABLEAU IV

Photo	L.A.	D.I.	Différence	Consommation gr/ch.h.
30	27	21,8	5,2	
31	27,6	21,8	5,8	159
32	31,5	23,8	7,7	160
33	31,5	23,8	7,7	150,5
34	29,5	23,8	10,5	164
35	27	18	7	165
36	28	20	4,2	160
		23,8		

Si l'on rapproche ce tableau de celui des consommations, on constate que les valeurs du début d'introduction du combustible supérieures à 21° correspondent à des consommations minimales et sensiblement les mêmes: Ceci apparait d'une manière beaucoup moins évidente d'après l'instant de la levée d'aiguille.

COMPARAISON DES RESULTATS RELATIFS AUX MEMES DEBITS ET AUX PUISSANCES COMPARABLES

L'avantage d'un réglage ne peut être examiné que pour des puissances comparables réalisées avac le même débit. En effet, pour des débits importants, on risque de se trouver en présence de combustion tardive qui peut masquer l'avantage obtenu par une combustion plus rapide à ses débuts. Dans ce but ont été comparés les diagrammes représentés sur la fig. II-11 relative à la puissance de 450 ch. et la fig. II-12 relative à la puissance de 400 ch. Ces diagrammes ont été enregistrés à 1500 t/mn avec les différents réglages. Le tableau V donne l'ensemble des résultats.

TABLEAU V

REGIME 1800 t/mn

Puissance 450 Ch.

Photo	Débit	Puissance	Consommation	Début d'injection effective	Piston	Réaspiration
2	264	444	158	22	12	90
13	264	449	156	22	12	90
24	272	463	156	22	13	120
27	263	450	156,5	22	13	120
33	264	442	160	24	13	120
36	268	450	160	25	13	90
38	261	431	161	23	12	50

Puissance 400 Ch.

Photo	Débit	Puissance	Consommation	Début d'injection effective	Piston	Réaspiration
3	241	404	159	20,7	12	90
14	242	408	156	22	12	90
30		396		22		
31	336	401	159	24	13	0
32	240	402	160	24,6	13	0
33	240	402	160	24,6	13	0
34	243	396	164	24,6	13	0

Il semblerait, d'après ce tableau, que c'est le début d'injection effective et sa durée qui déterminent les conditions de combustion les plus favorables et pouvant être réalisés avec des équipements différents.

CONCLUSIONS

Dans le présent travail, nous avons cherché à mettre en évidence les effets des courbes caractéristiques de levée d'aiguille et de pression à l'entrée de l'injecteur sur les performances des moteurs. Il ressort de cet examen que, pratiquement, quelles que soient les modifications des équipements (changement de pistons, choix des clapets de réaspiration) les courbes des levées d'aiguille conservent les mêmes formes, à condition que le régime de rotation du moteur soit supérieur à 1250 t/mn. La suppression de la réaspiration conduit à une durée de fermeture de 50% supérieure à celle qu'on obtient avec les clapets à réaspiration, quelle que soit la valeur du volume réaspiré.

Le début d'injection effective peut être déduit des courbes de levée d'aiguille à partir de 15% de la course totale.

CHAPITRE III

EFFET DE LA FORME DE LA COURBE DE LA LEVEE D'AIGUILLE SUR L'INJECTION DU COMBUSTIBLE

Dans le chapitre précédent, il est apparu que la forme de la levée d'aiguille était considérablement modifiée par rapport à celle correspondant aux conditions optimales de réglage du moteur. Aux bas régimes, l'aiguille n'atteint pas toujours le siège supérieur et, dans certains cas, pour des valeurs bien définies des diamètres des pistons de la pompe et celles des clapets de réaspiration, son mouvement se rapproche de celui des oscillations entretenues.

Le caractéristique de l'injecteur fermé est donnée par la fig. III-1 où p représente la pression au niveau de l'injecteur, p_1 la pression dans l'enceinte comprise entre le siège de l'aiguille et les orifices de l'injecteur, x la levée de l'aiguille correspondant à la position d'équilibre sous l'effet de la pression p, et p_c la pression dans le cylindre du moteur. La présence d'un minimum sur la courbe $p=f(Q)$, sur la fig. III-1 indique la possibilité du fonctionnement instable aux faibles débits et aux faibles régimes.

DUREE D'OUVERTURE DE L'AIGUILLE

Les enregistrements de la levée d'aiguille effectués avec une pompe pourvue des pistons de 11 mm. de diamètre et des clapets de réaspiration de 100 mm^3, montrent que, pour la même quantité de combustible injectée par cycle, la durée d'ouverture varie avec la vitesse de rotation du moteur dans des proportions notables. La fig. III-7 représente les variations de la durée d'ouverture en fonction du débit aux différentes vitesses aux régimes du moteur de 1800, 1500, 1200, 1000 et 800 t/mn. Les courbes en traits continus correspondent à la durée d'ouverture de l'aiguille mesurée à partir du décrochement de la courbe de l'horizontale : presqu'au moment de la retombée de l'aiguille sur son siège. Aux faibles débits aux environs de quart de charge, les ouvertures restent sensiblement les mêmes à partir du régime de 1000 t/mn. L'hypothèse du début de l'injection effective à partir de 15% de la levée de l'aiguille, que nous avons émise plus haut, ne modifie que légèrement les courbes précédentes. On constate aussi qu'au débit maximal la durée d'injection se trouve divisée par deux, lorsque la vitesse passe de 800 à 1800 t/mn.

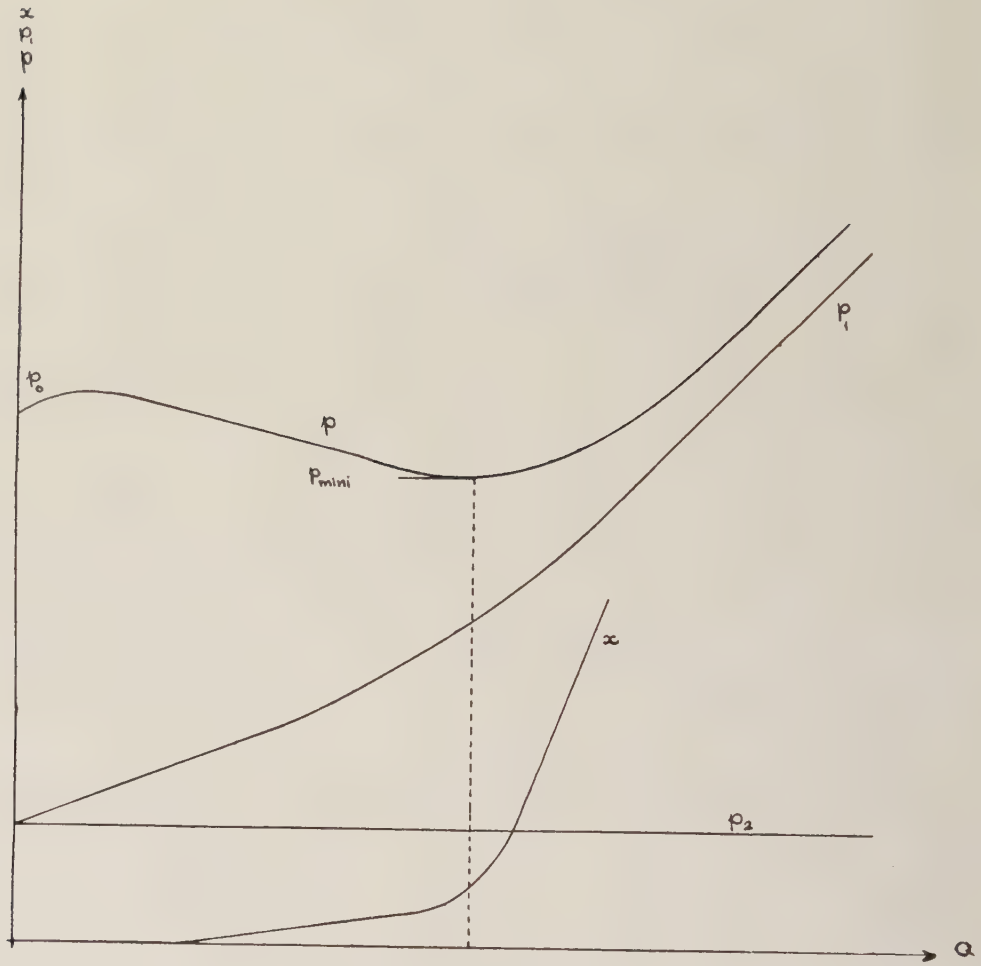
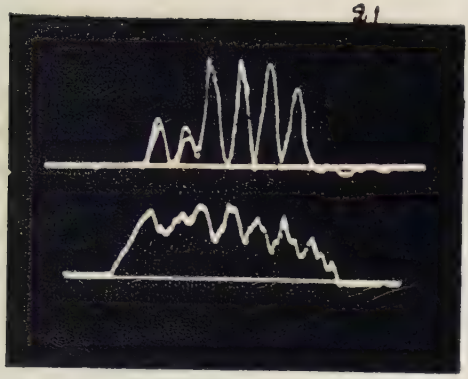
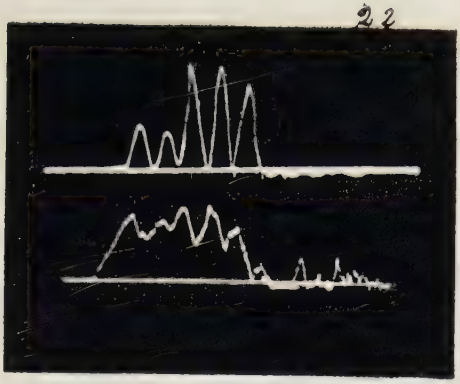
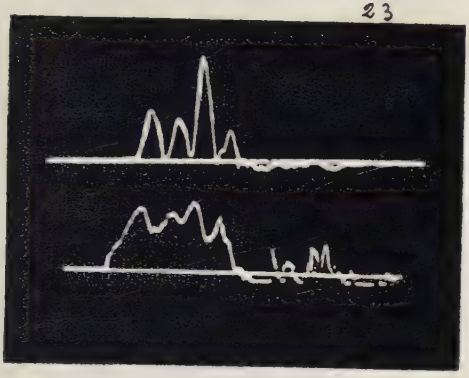
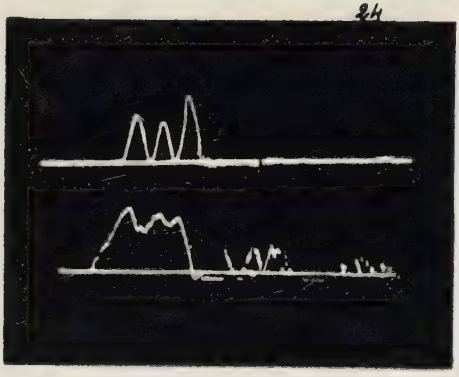


Fig. III-1—Caractéristique de l'injecteur fermé.









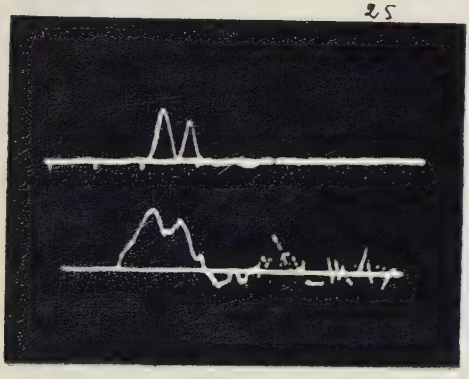
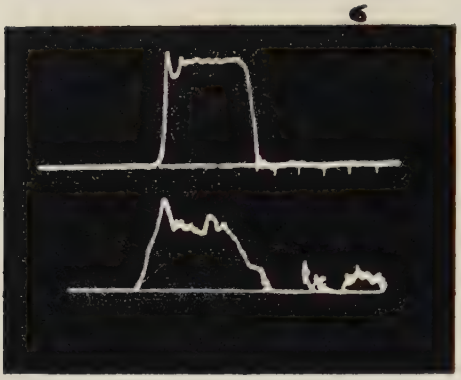
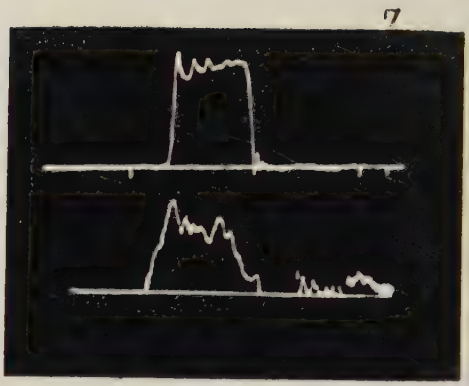
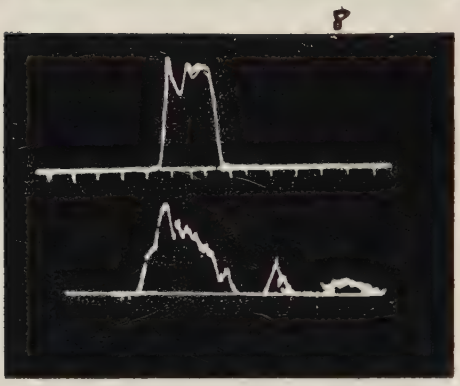


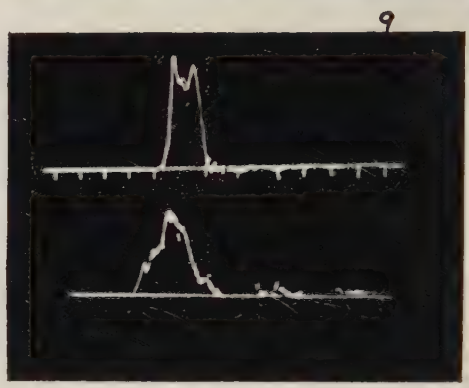
Fig. III-2

Levée de l'aiguille et pression à l'éntrée de l'injecteur à la vitesse de 800 t/mn aux différentes charges (110%, 4/4, 3/4, ½ et 1/4).









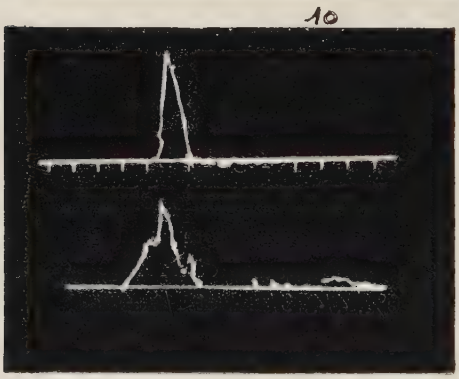
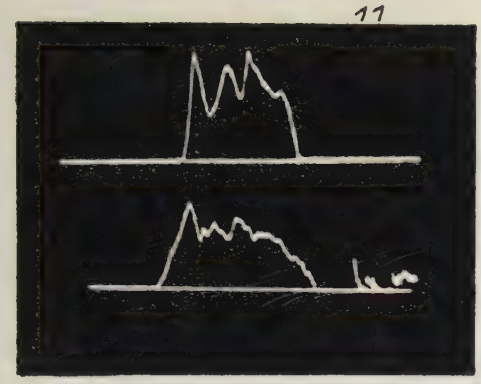
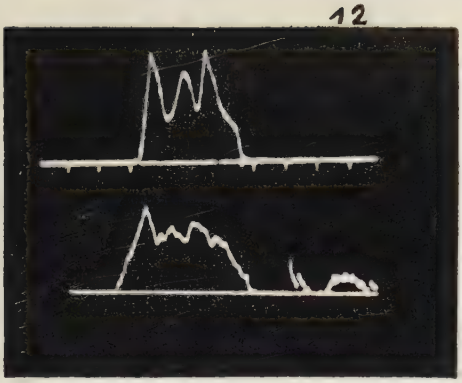
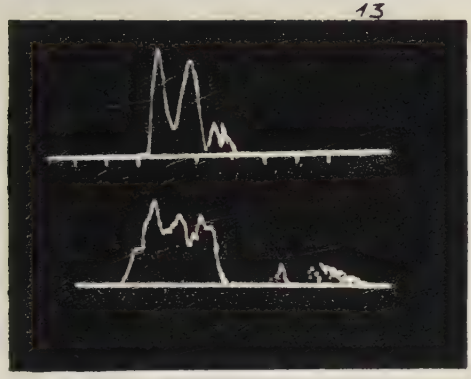


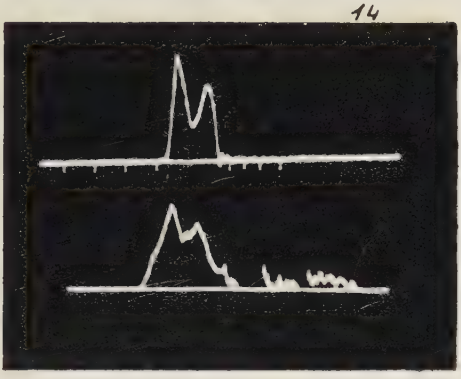
Fig. III-3

Levée de l'aiguille et pression à l'entrée de l'injecteur à la vitesse de 1000 t/mn aux différentes charges (110%, 4/4, 3/4, ½ et 1/4).









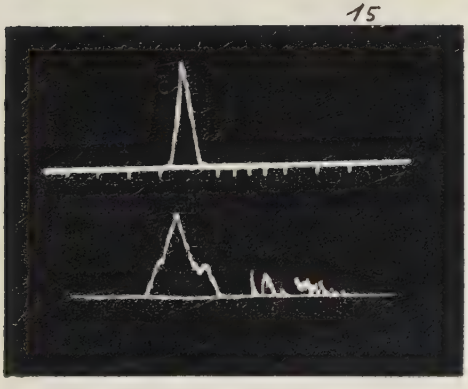
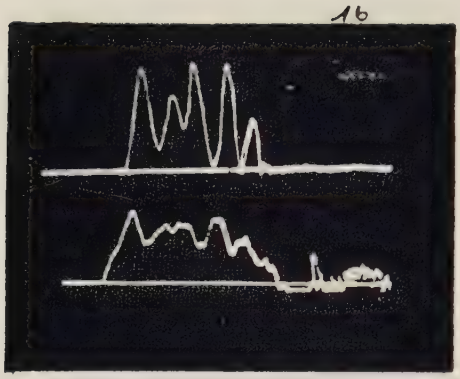
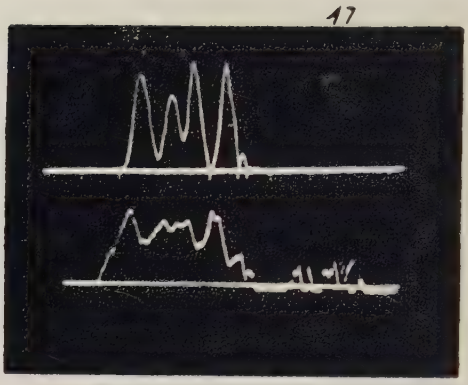
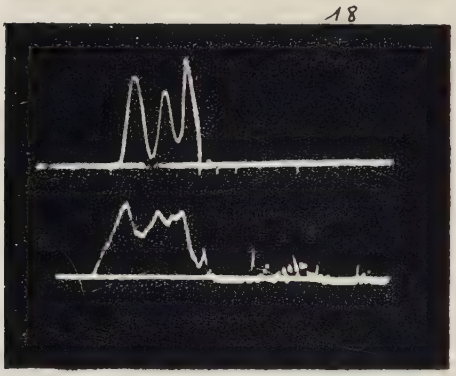


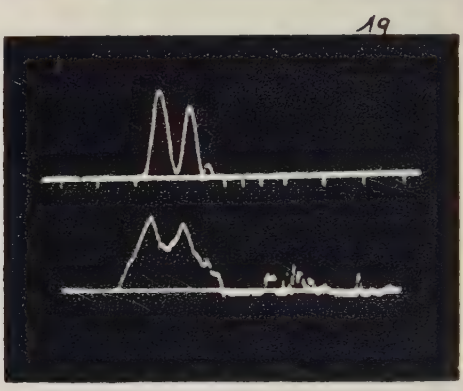
Fig. III-4

Levée de l'aiguille et pression à l'entrée de l'injecteur à la vitesse de 1200 t/mn aux différentes charges (110%, 4/4, 3/4, $\frac{1}{2}$ et 1/4).









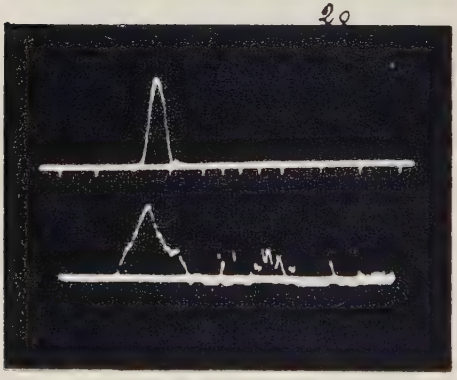
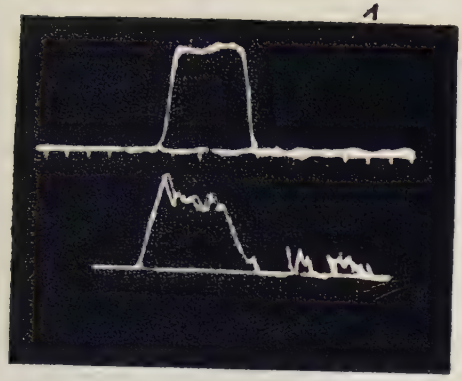
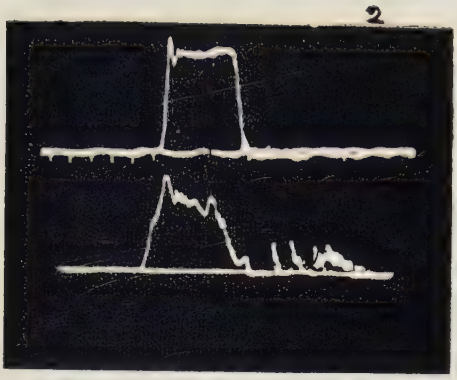
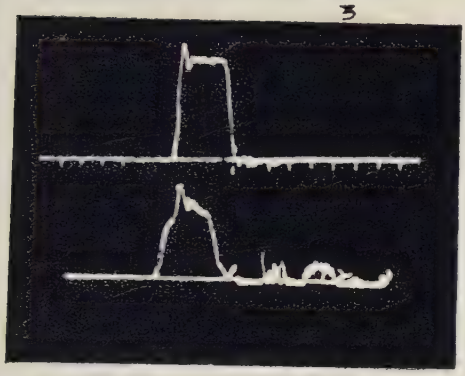


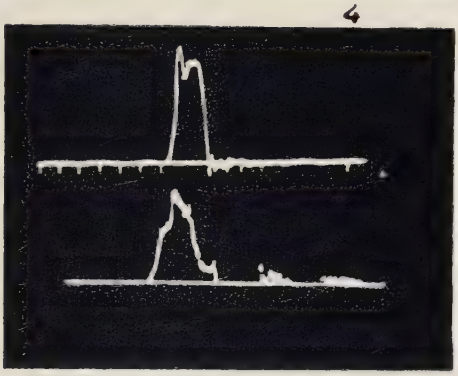
Fig. III-5

Levée de l'aiguille et prossion à l'entrée de l'injecteur à la vitesse de 1500 t/mn aux différentes charges (110%, 4/4,3 /4, $\frac{1}{2}$ et 1/4)









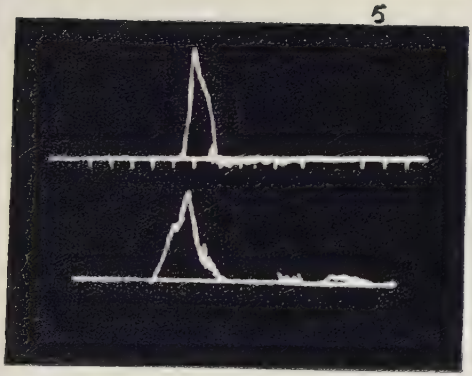


Fig.r III-6

Levée de l'aiguille et pression à l'entrée de l'injecteur à la vitesse de 1800 t/mn aux différentes charges (110%, 4/4, 3/4, $\frac{1}{2}$ et 1/4).

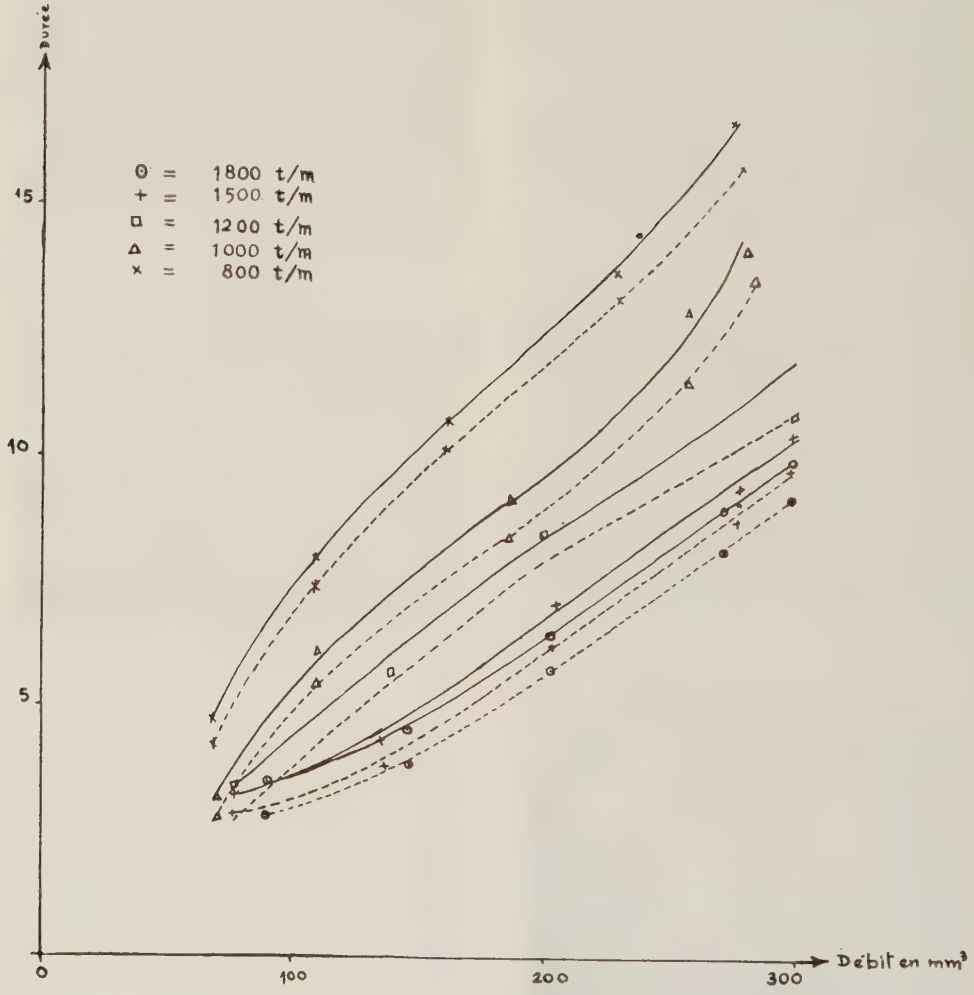


Fig. III-7 : Relation entre la durée d'ouverture et le débit par coup.

Connaissant la section des trous de l'injecteur et la durée totale d'ouverture, il est possible de tracer les courbes de débit instantané pour chacun des régimes (voir la fig. III-8). Cette grandeur est proportionnelle à la racine carrée de la différence de la pression d'injection p_i et de la pression p_e dans le moteur. L'examen de cette figure conduit à conclure que, pour le même débit, la différence de pression doit être multipliée par quatre, lorsque la vitesse passe de 800 à 1800 t/mn. Les variations de la pression dans le cylindre correspondantes au moment de l'injection sont inférieures à 20 atmosphères ; la pression d'injection étant supérieure à 200 atmosphères. Ainsi, en négligeant les variations de la pression dans le cylindre, nous commettons une erreur inférieure à 10%. Il est difficile d'admettre que la pression d'injection à 1800 t/mn puisse atteindre des valeurs supérieures à 800 atmosphères, en supposant celles correspondant au régime de 800 t/mn légèrement supérieures à 200 atmosphères.

Bien que les pressions relevées à l'entrée de l'injecteur ne représentent pas effectivement la pression d'injection (on admet généralement que cette dernière est de 5% inférieure), il est bon de préciser leurs valeurs effectives, d'après les enregistrements obtenus.

Malheureusement, il n'était pas possible, avec le matériel utilisé, de marquer d'une manière précise sur les diagrammes la pression atmosphérique. Aussi l'élément horizontal de la courbe précédent l'accroissement de la pression due au refoulement du piston représente la valeur de la pression résiduelle. Dans le chapitre précédent, nous avons pu faire coïncider les points des diagrammes de pression correspondant aux moments de l'ouverture de l'injecteur, c'est-à-dire de pressions voisines de 200 atmosphères. Dans ces conditions, les éléments horizontaux des courbes enregistrées avec les pompes équipées des clapets à réaspiration ne s'écartaient que relativement peu les uns des autres. En faisant l'hypothèse simplificatrice de l'identité des pressions résiduelles, nous avons procédé au planimétrage des aires des courbes de pression limitées par le début et la fin de l'injection déduite des relevées des courbes de levée d'aiguille. En divisant ces aires par les durées d'ouverture, nous obtenons, pour les différents régimes, des grandeurs sensiblement proportionnelles à la valeur de pression effective agissant sur l'aiguille de l'injecteur. On peut porter ces grandeurs en fonction du débit par cycle, comme le montre la fig. III-9. On constate que les courbes relatives aux régimes de 1000, 1200, 1500 et 1800 t/mn sont pratiquement confondues et que la courbe relative au régime de 800 t/mn se trouve légèrement au-dessous. L'examen des valeurs des grandeurs proportionnelles aux pressions maximales nous montre leur léger accroissement avec la vitesse de rotation. Cet accroissement est négligeable par rapport au facteur 4 que nous avons déduit de la division des débits par les durées totales d'ouverture de l'injecteur.

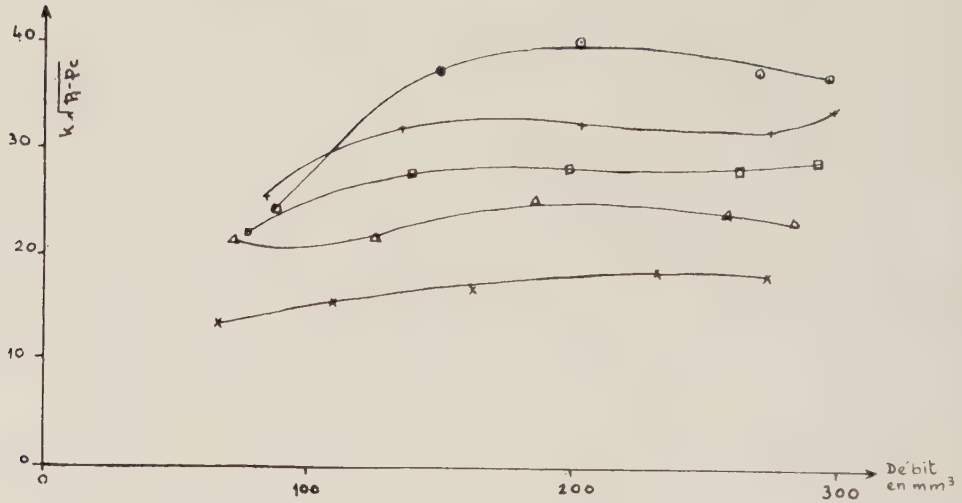


Fig. III-8 : Relation entre $\sqrt{P_1 - P_c}$ et le debit par coup.

⊙ = 1800 t/m
\+ = 1500 t/m
□ = 1200 t/m
△ = 1000 t/m
× = 800 t/m

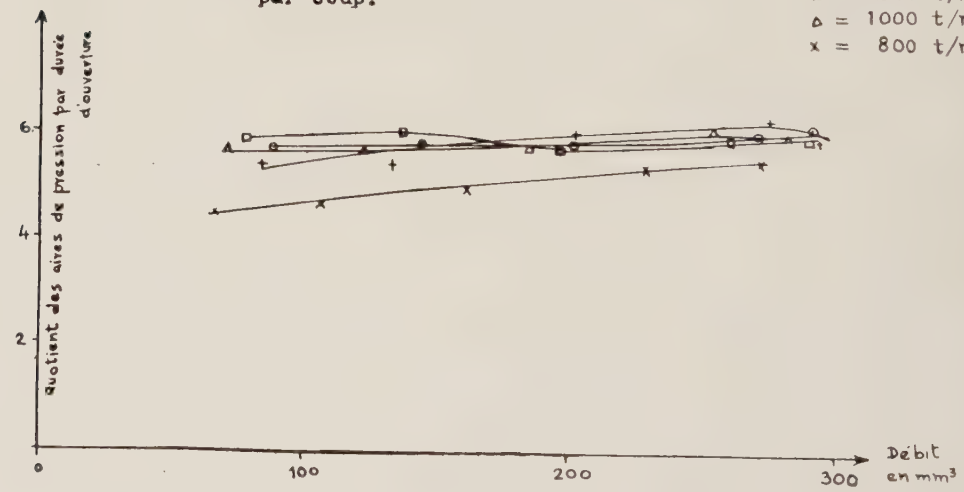


Fig. III-9 : Relation entre l'aire du diagramme de pression divisé par la durée d'ouverture et le débit par coup.

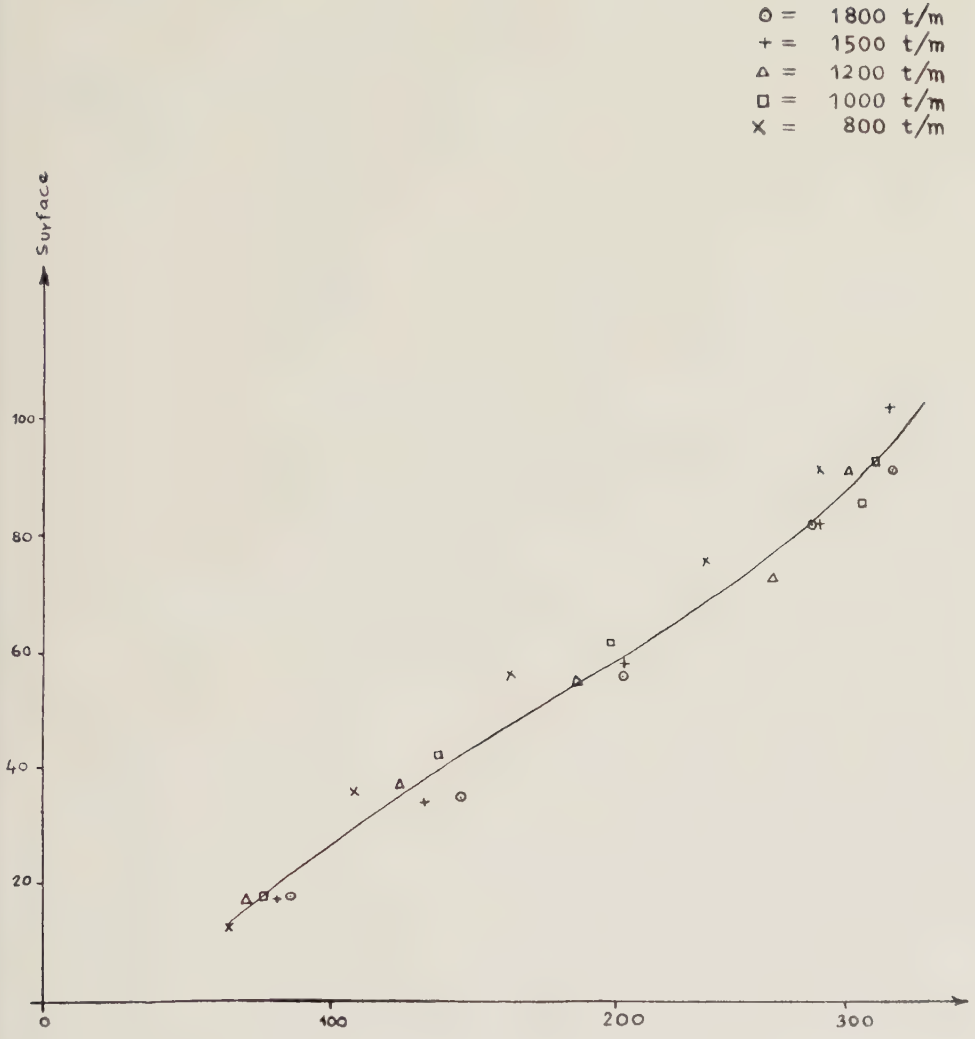


Fig. III-10 : Relation entre la surface totale de la levée d'aiguille et le débit par coup.

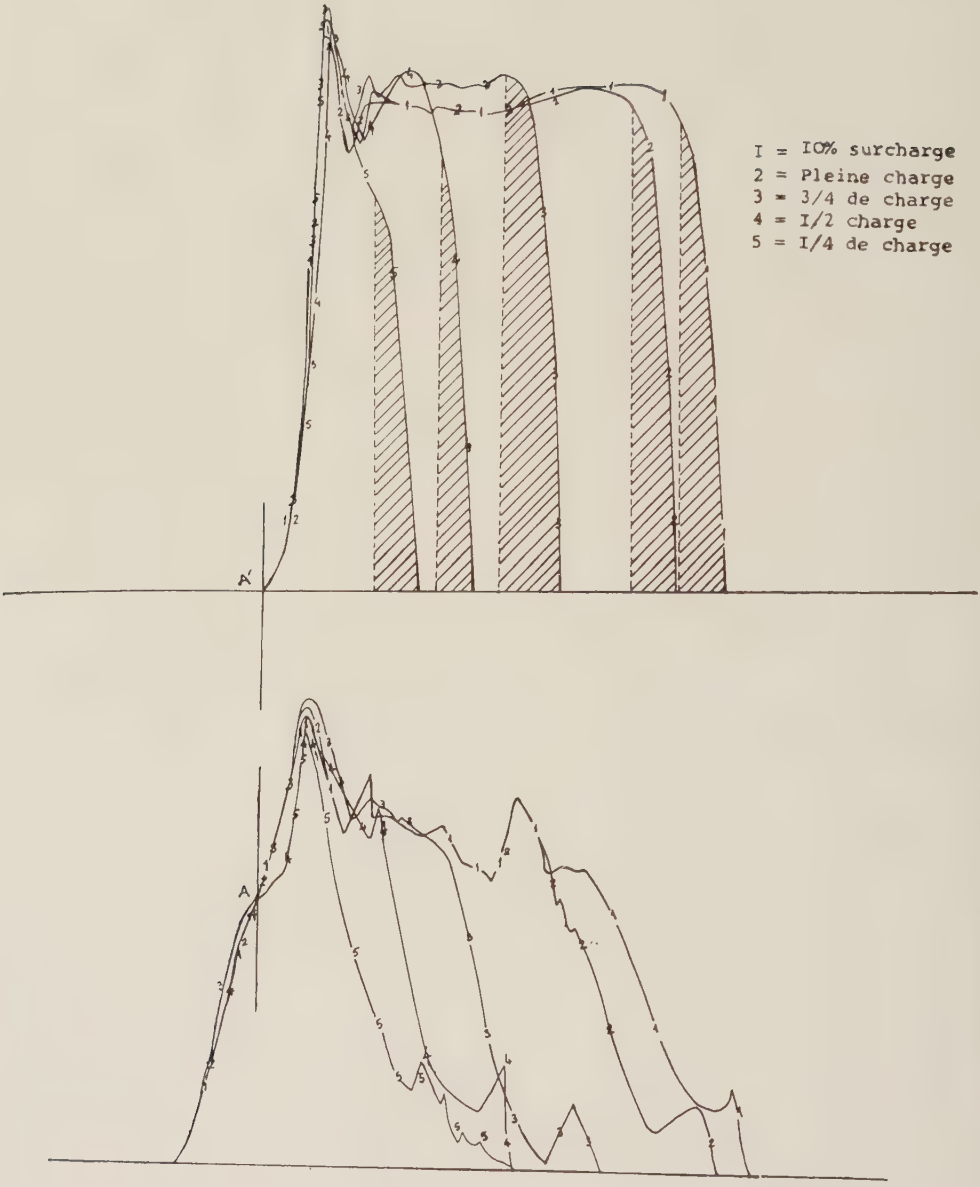
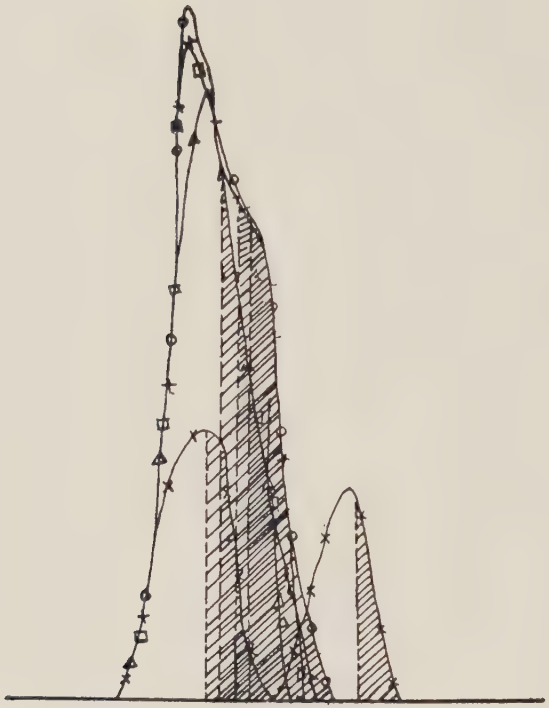


Fig. III-11 -Levée de l'aiguille et la pression au voisinage de l'injecteur à I800 t/m

On peut admettre que pour le débit important aux régimes élevés, lorsque l'aiguille se trouve plaquée contre sa butée supérieure pendant toute la durée de l'injection, les débits sont proportionnels aux surfaces représentant la levée de l'aiguille en fonction du temps. Nous avons extrapolé cette hypothèse, même au cas où la levée de l'aiguille donnerait lieu aux phénomènes vibratoires. On constate avec une certaine surprise que, pour le système d'injection expérimenté, l'ensemble des points se répartit assez bien autour d'une courbe moyenne qui s'écarte relativement peu de la droite (voir fig. III-10). Ceci indiquerait que le débit moyen contrôlé par l'aiguille de l'injecteur reste constant, quelle que soit la vitesse de rotation de la pompe, mais laisse sans aucune explication la variation de débit instantané à travers les orifices de l'injecteur aux différents régimes.

Il faut rechercher l'explication du phénomène dans la relation entre le mouvement de l'aiguille et la chute de pression au début de sa fermeture. Dans la fig. III-11 ont été retracées les levées d'aiguille et les courbes de pression en faisant coïncider les débuts d'ouverture de l'injecteur pour le régime de 1800 t/m aux débits correspondants à 10% de surcharge, à pleine charge, à trois quarts de charge, à demie charge et à un quart de charge. Jusqu'à trois quart de charge, l'aiguille atteint sa butée supérieure dans un temps très court. Son contact avec la butée donne lieu à des vibrations de fréquences élevées. Les éléments des courbes de pression dans les mêmes conditions sont pratiquement superposables. A demi charge, l'aiguille atteint sa butée sans la toucher pour redescendre à 75% de la course totale pour remonter de nouveau. Nous sommes au début du phénomène de fonctionnement instable de l'injecteur. La courbe de levée de l'aiguille correspondant au quart de charge atteint presque la butée supérieure comme celle à demi charge, mais décroit rapidement. Les courbes de pression présentent toutes une chute rapide. En général, le début de fermeture, moment où l'aiguille quitte son siège supérieur, correspond à une valeur de pression largement inférieure à celle du début d'ouverture. On peut émettre l'hypothèse qu'il n'y a pratiquement pas de débit par les orifices de l'injecteur à partir du moment où l'aiguille amorce sa retombée brutale. Ainsi les durées d'injection peuvent être considérées comme étant données par les instants du début d'ouverture et du début de fermeture. Si l'on suppose que les aires de levées de l'aiguille sont proportionnelles aux débits, on ne doit pas tenir compte des aires sous les courbes du retour de l'aiguille sur son siège. L'interprétation des courbes de la levée d'aiguille où celle-ci n'atteint pas la butée supérieure est plus complexe.

La fig. III-11 bis donne la représentation de la levée de l'aiguille et de l'evolution de la pression à l'entrée de l'injecteur pour le quart de



⊙ = 1800 t/m
\+ = 1500 t/m
□ = 1200 t/m
△ = 1000 t/m
x = 800 t/m

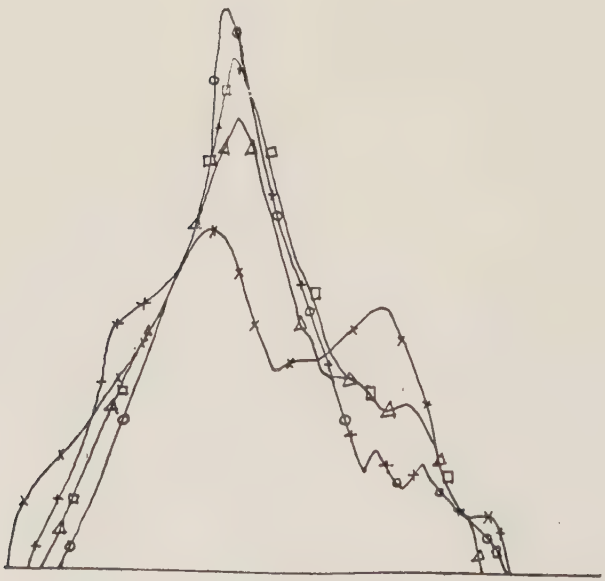


Fig. III-11 bis : Levée de l'aiguille et la pression au voisinage de l'injecteur à 1/4 de charge.

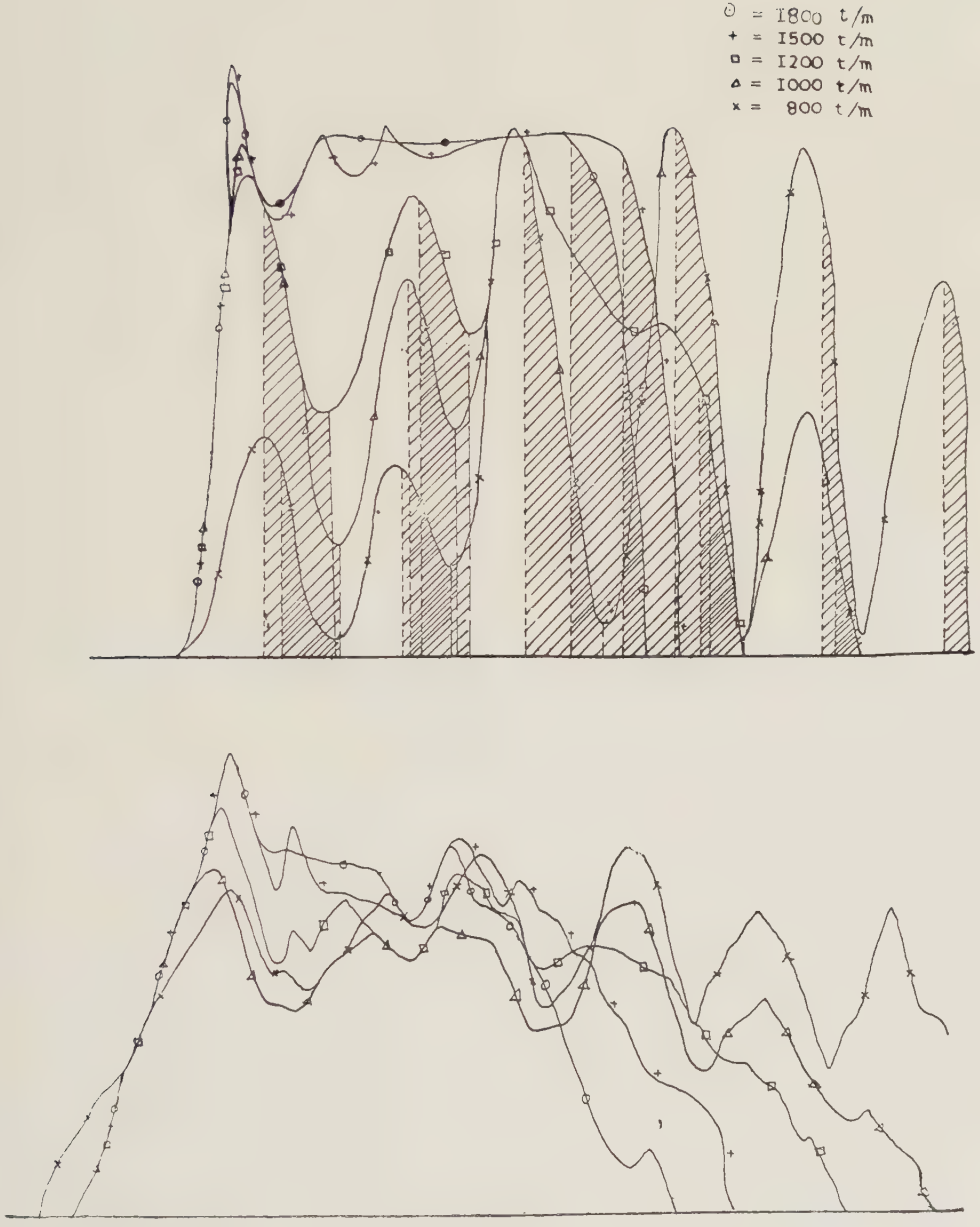


Fig. III-11 ter : Levée de l'aiguille et la pression au voisinage de l'injecteur pour II fois pleine charge.

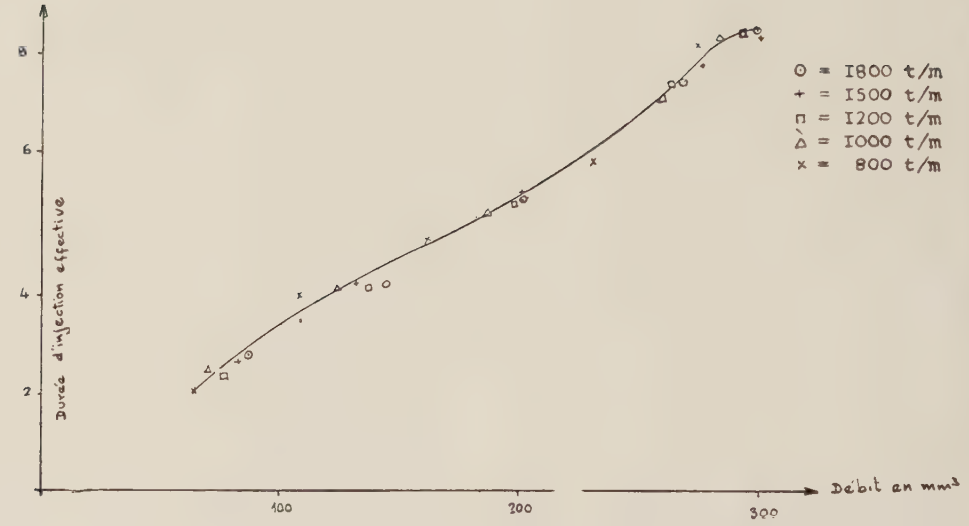


Fig. III-12 : Durée d'injection effective en supposant qu'il n'y a plus de débit à partir du début de la fermeture.

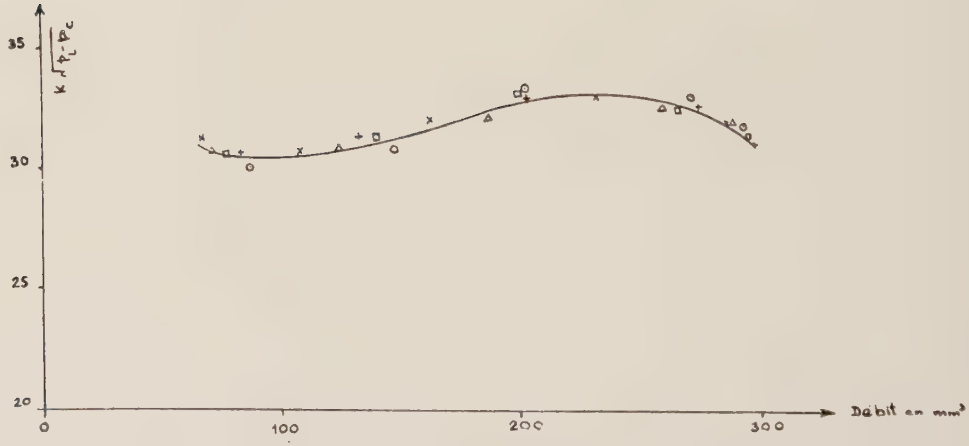


Fig. III-13 : Débit instantané ou grandeur probable de $\sqrt{p_i - p_c}$

charge aux différents régimes. On constate que la levée d'aiguille est unique pour tous les régimes, excepté celui de 800 t/m où on se trouve en présence de deux levée consécutives. La valeur de la levée de l'aiguille reflète la diminution de la pression maximale avec la réduction du régime, A tous les régimes, on remarque deux maxima de la courbe de pression, le second atteignant 75% de maximum du premier au régime de 800 t/mn qui correspond à la deuxième levée de l'aiguille. L'aiguille n'atteignant pas la butée supérieure, il est plus difficile d'indiquer l'instant de début de fermeture. On peut évidemment, en première approximation, considérer que le début de fermeture correspond à l'instant où l'aiguille atteint sa position maximale. Un autre procédé consiste à faire tangenter la courbe descendante à la charge donnée avec celle de la charge maximale. Ceci revient à retrancher de la durée d'ouverture totale la durée de la retombée de l'aiguille. Ces deux procédés donnent des résultats sensiblement équivalents. Ils conduisent à définir des durées d'injection effectives.

La fig. III-11 ter se rapporte aux mêmes paramètres que la fig. III-11 bis, mais à 10% de surcharge. Les diagrammes de pression présentent des oscillations particulièrement notables à partir de 1200 t/mn. Les courbes de la levée d'aiguille avec la diminution de la vitesse de rotation de la pompe tendent vers un régime oscillatoire entretenu. Les durées d'ouverture totales pour le même débit sont très différentes aux différents régimes, excepté les régimes de 1800 et 1500 t/mn. On peut évaluer les durées d'injection effectives par des procédés indiqués plus haut. Ainsi on est conduit à admettre que l'injection dans ces conditions se fait d'une manière intermittente.

Pour chacune des oscillations, on évaluera la durée effective, et la somme de ces durées d'injection effectives donne la durée d'injection effective totale. L'interprétation de l'ensemble des enregistrements permet de porter sur le même graphique en fonction de débit, des durées d'injection effective aux différents régimes (voir fig. III-12). On constate une trés faible dispersion de résultats autour de la courbe moyenne. En prenant la valeur de la durée d'injection effective sur la courbe et en divisant par cette valeur le débit par cycle, nous obtenons la valeur du bébit instantanné pour chacun des régimes. Cette grandeur est proportionnelle à la racine carrée de la différence entre la pression régnant dans l'injecteur et la pression dans le cylindre du moteur. On retrouve une valeur sensiblement constante, ce qui correspond plus à la réalité que l'hypothèse d'une pression d'injection quatre fois plus grande au régime de 1800 qu'au régime de 800 t/mn.

Bien entendu, l'hypothèse de l'arrêt du débit à partir du début de fermeture de l'aiguille de l'injecteur n'était qu'une hypothèse de travail

qui a donné lieu à l'interprétation satisfaisante des variations de débits aux différents régimes. Il serait souhaitable de reprendre l'expérimentation avec du matériel permettant de donner des valeurs exactes des pressions et des durées d'injection effectives. Les expériences des durées d'injection effectives ne peuvent pas être entreprises sur le moteur. On peut concevoir un montage au banc de pompe où la durée d'injection effective pourra être mise en évidence grâce à un montage à cellule photoélectrique où le jet aura pour mission de couper un faisceau lumineux dirigé sur la cellule.

CHAPITRE IV

SIMILITUDE HYDRODYNAMIQUE DES SYSTEMES D'INJECTION

La notion des durées d'injection effectives qui nous a permis de regrouper l'ensemble de résultats sur une courbe unique, nous a conduit à rechercher dans la littérature des travaux relatifs à la généralisation des résultats expérimentaux obtenus sur les sytèmes d'injection. Le seul travail qui traite ce problème est dû à SIFMAN. Malheuresement, il nous a été impossible de nous procurer le travail original, et nous nous sommes limités à un court résumé public dans l'ouvrage de Vancheidt Moteurs Diesel. La théorie de la similitude permet d'établir la relation pour des critères sans dimension du système d'injection. D'après Sifman, les critères de similarité, même dans le cas de la modification des diamètres du piston, des orifices, du volume du liquide comprimé, de la réaspiration et de la pression de tarage, sont seulement au nombre de trois :

$$N = \frac{Sp\ Cm}{Si}\sqrt{\frac{P}{Pe}} \qquad L = \frac{\alpha\ comp\ V\ Pe}{Sp\ H} \qquad J = \frac{Sp\ H}{q}$$

avec Cm = Vitesse caractéristique du piston (vitesse moyenne pendant le refoulement à la charge normale)

P_e = $p_e - p_c$ = excès de pression d'ouverture de l'aiguille p_e par rapport à la pression dans le cylindre p_c

H = Course caractéristique du piston (course géométrique utile à la charge normale)

q = Volume réaspiré par les clapets

S_p = Section du piston.

S_i = Section totale des trous d'injecteur

P = Volume spécifique du combustible

et α comp = L'angle de rotation de l'arbre à cames pour la période de compression.

L'égalite des critéres N, L et J assume avec une assez bonne précision l'identité des diagrammes de la pression d'injection relative à p/pi en fonction de l'angle relatif de rotation $\frac{\phi}{\phi g}$, de la levée relative de l'aiguille $\frac{x}{x_{max}} = f_x\left(\frac{\phi}{\phi g}\right)$ et de la loi du débit $\frac{Qs}{S_p V_m} = f_q\left(\frac{\phi}{\phi g}\right)$. Dans ces expressions, ϕ désigne la valeur instantanée de l'angle de rotation

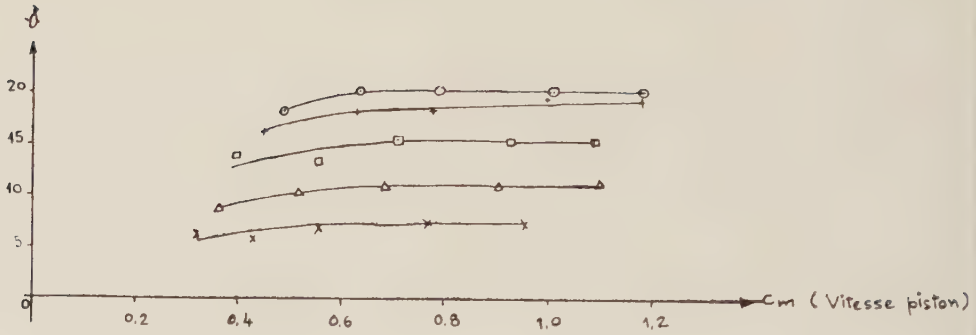


Fig. IV-I : Duree do rofoulement en fonation de la vitesse du piston

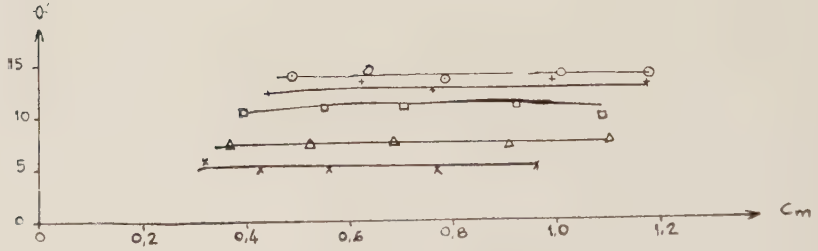


Fig. IV-2 : Duree d'ouverture en fonction de la vitesse du piston.

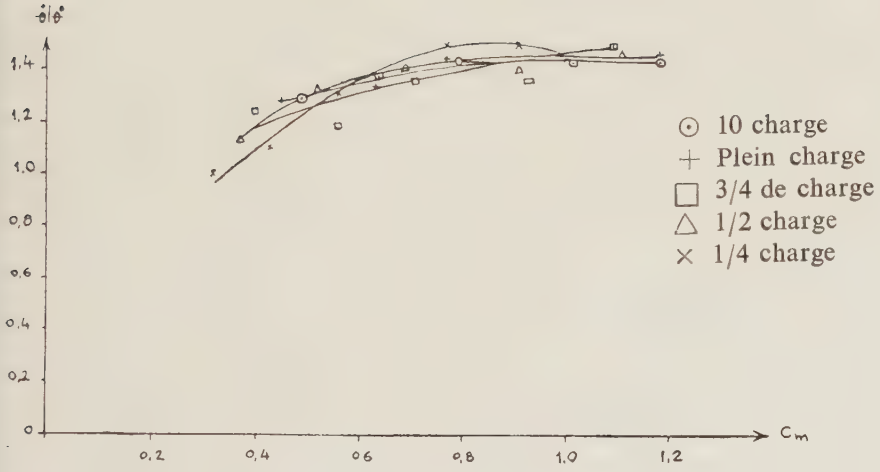


Fig. IV-3 : Quotient durée de refoulement divisée par durée d'ouverture en fonction de la vitesse du piston.

de la pompe à partir du début géométrique de refoulement. Q_s débit par seconde à travers les orifices de i'injecteur, ϕg la durée du refoulement géométrique, p la pression de pulvérisation égale à la différence de pression au niveau de l'injecteur et de la pression dans le cylindre.

Les expériences de SIFMAN, d'ailleurs connues, ont montré qu'on peut distinguer en général quatre types caractéristiques du régime d'injection :

1) — Levée oscillatoire de l'aiguille
2) — Ouverture franche de l'aiguille précédée par une oscillation.
3) — Ouverture franche de l'aiguille
4) — Ouverture franche de l'aiguille accompagnée de rebondissement en fin d'ouverture.

Dans le cas des expériences de SIFMAN, le premier régime correspond aux valeurs de N inférieures à 0,8, et cela quelle que soit la valeur du critère L. Le deuxième régime se situe pour les valeurs de N comprises entre 1 et 1,5 où l'aiguille étant maintenue sur sa butée supérieure au moins pendant 1/5 de la durée totale de la levée. Le troisième régime est caractérisé par les valeurs de N comprises entre 1,8 et 2,2, donnant lieu à la levée de l'aiguille franche. Le quatrième régime qui prend naissance aux valeurs de N supérieures à 2,5, donnant lieu au rebondissement de l'aiguille après la première fermeture de l'injecteur.

La caractérisation du système d'injection doit se faire en toute règle au banc de pompe ; les enregistrements effectués directement sur le moteur peuvent donner une information intéressante, à condition de procéder à l'enregistrement des pressions à la sortie de la pompe et à l'entrée de l'injecteur. Le premier enregistrement permet d'évaluer la durée de refoulement géométrique avec une assez bonne précision. Disposant de cette grandeur, il nous a été possible de tracer pour une pompe donnée la valeur de la durée d'injection relative, en fonction de la vitesse caractéristique des pistons. En fonction de cette vitesse, les fig. IV-1 et IV-2 donnent les durées de refoulement et les durées d'ouverture, tandis que la fig. IV-3 donne leur quotient. L'ensemble de points ainsi obtenus se trouve assez bien groupé autour d'une courbe moyenne. La méthode de SIFMAN appliqué à un type de pompe semble donc parfaitement valable. Il serait intéressant d'examiner l'interprétation de ces résultats pour l'ensemble de pompes utilisées.

CHAPITRE V

CONCLUSION

Au cours de cette étude effectuée d'abord au banc d'essai de pompe pourvue d'un dispositif pour la captation d'injections individuelles, puis sur le moteur, il a été possible de dégager les renseignements suivants :

1°)—La pompe à injection à pistons actuelle possède une excellente régularité d'injection aux grands débits. Aux faibles débits, on constate une certaine dispersion dans les injections successives, qui peut être due à l'importance relative des fuites difficilement contrôlables. Les pompes à distributeur unique semblent avoir une régularité meilleure que les pompes à pistons. Dans les pompes Bicames, avec la fin d'injection obtenue sur le sommet de la petite came, on enregistre une dispersion des injections nettement plus importante que lorsque la fin de l'injection est obtenue en démasquant l'orifice de décharge. La technique ainsi développée avec un certain nombre de perfectionnements pourra rendre des services intéressants dans la mise au point des systèmes d'injection.

2°)—Les essais sur le moteur ont montré que'une puissance et une consommation déterminée peuvent être obtenues avec des dispositifs d'injection différents, mais donnent lieu au même délai d'injection. L'évolution de la pression à l'entrée de l'injecteur, pendant la durée d'ouverture, ne semble pas avoir d'influence sur la combustion, tout au moins dans le domaine des variations examinées pour une même pression de tarage de l'injecteur. La variation du profil de la came commandant le déplacement du piston joue seulement un rôle important dans la réalisation du délai d'injection désiré.

3°)—La réalisation d'une injection parfaite, caractérisée par une levée d'aiguille sans oscillations et sans rebondissement, n'est possible que dans un domaine de régimes et de débits déterminés. L'emploi de clapets à réaspiration réduit les amplitudes d'oscillations après la fermeture de l'injecteur et évite les rebondissements de l'aiguille; par contre, ces clapets favorisent l'apparition d'oscillation de l'aiguille aux bas régimes, entraînant un accroissement notable de la durée

d'ouverture pour une même quantité de combustible injectée. Nous étions conduits à admettre à ces régimes l'intermittence de l'injection et aussi les durées d'injection effectives. Cette notion des durées d'injection effectives semble expliquer assez correctement le fait de la variation de la pression au niveau d'injecteur.

4°)—La possibilité de représenter les conditions de fonctionnement d'un système d'injection aux différents régimes par une courbe moyenne nous a conduit à reprendre les études de SIFMAN sur la similitude hydrodynamique des systèmes d'injection. L'application de cette méthode à un type de système d'injection a montré effectivement que cette technique peut donner des informations intéressantes et favorise la généralisation de nos connaissances sur les systèmes d'injection.

(janvier 1965)

FACULTE DES SCIENCES DE L'UNIVERSITE DE PARIS

—PROFESSEURS—

Doyen... M. ZAMANSKY

Brelot T Analyse supérieure
Prenant T Anatomie et histologie Comparée
Grasse T Evolution des êtres Organisés
Prevost T Chimie Organique
Wyart T Minéralogie et Christallographie
Teissier T Zoologie
Mangenot T Biologie Végétale ORSAY
Auger T Physique Quantique et Relativité
Aonnier T Physiologie Générale
Piveteau T Paléontologie
Rocard T Physique ENS
Cartan T Mathématiques ENS
Laffitte T Chimie Générale
N . . . T Géométrie Supérieure
Coulomb T Physique du Globe
Mlle Cousin T Biologie Animale SPCN
Chretien T Chimie Minérale
Bocquet T Zoologie
Kastler T Physique ENS
Ephrussi T Génétique
Riviere T Géologie SPCN et sédimentologie ORSAY
Gautheret T Biologie Végétale PCB
Lucas R. T Recherches Physiques
Thomas A. T Biologie Cellulaire
Arnulf T Optique Appliquée
Morand T Physique Enseignement
Soleillet T Physique PCB
Fortier T Mecanique Expérimentale des Fluides
Drach T Zoologie
Queney T Météorologie et Dynamique Atmosphérique
Gallien T Embryologie
Bicnorn T Botanique
De Cugnac T Biologie Végétale SPCN
Mlle Cauchois T Chimie Physique
Champetier T Chimie Macromoléculaire
Cuvillier T Micropaléontologie
Jung T Géologie
Trillat T Microscopie et Diffraction Electronique
Wiemann T Chimie Organique et Structurale
Jacquinot T Spectroscopie et Physique céleste ORSAY
Vassy T Physique de l'atmosphère
Destouches T Théories Physiques
Amiel T Chimie Générale
Hocart T Minérallogie et Cristallographie

J. P. Mathieu T Physique Optique
Couteaux T Cytologie
May T Zoologie
Choquet T Théorie des Fonctions et Topologie
Feldmann T Biologie Végétale marine
Guinier T Physique des solides ORSAY
Jost T Physiologic Comparée
Fortet T Calcul des Probabilités et Phys. Mathématiques
Schwartz T Calcul Différentiel et Intégral
Chouard T Physiologie Végétale
Malavard T Aviation (Technique Aéronautique)
Normant T Synthèse Organique
Benard T Chimie Minérale
Buvat T Botaniques ENS
Dugue T Statistiques Mathématiques
Soulairac T Psychophysiologie
Ulrich T Physiologie Végétale Appliquée
Marechal T Optique Théorique et Appliquée
Kirrmann T Théories Chimiques
Chadefaud T Botanique
Mlle le Breton T Physiologie de la nutrition
Lelong T Application de l'Analyse à la Géométrie
Thellier T Physique du Globe
L'Heritier T Biologie Génerale ORSAY
Grivet T Radioélectricité ORSAY
Poncin T Mécanique Générale
Dubreil T Arithmétique et Théorie des nombres
Quelet T Chimie Organique
Cagniard T Géophysique Appliquée
Lennuier T Physique MGP
Rizet T Génétique ORSAY
Routhier T Géologie Appliquée
Mme Tonnelat T Physique Théorique
Dixmier T Mathématiques MPC
Souchay T Chimie Générale
Aighain T Electrotechnique Générale
Brusset T Chimie Systématique
M. Levy T Physique Théorique des hautes énergies ORSAY
Mme Chaix T Chimie Biologique
Mme Hurel-Py T Biologie Végétale PCB
Pannetier T Chimie Générale
Brun T Mécanique des Fluides I
Lederer T Chimie Biologique ORSAY
Mme Dubreil T Mathématiques (Agrégat.)
Mme Lelong T Mathématiques II ENS
Bellair T Géologie SPCN
Cotte T Physique Electricité
Dubois J.E. T Chimie Organique
Lamotte T Zoologie ENS
Michel A. T Chimie Minérale ORSAY
Olmer T Energétique Géne-
Rouault T Electricité ORSAY
Gauthier T Mecanique Appliquée
Barchewitz T Chimie Physique

Brossel T Physique Atomique
Buser T Physiologie Comparée
Camus T Physiologie Végétale
Castaing T Physique II Thermo ORSAY
Curien T Minéralogie et Cristallographie
Moyse T Physiologie Végétale ORSAY
Mme Charniaux-Cotton T Evolution des étres Organisés
Possompes T Zoologie
Pullmann T Chimie Quantique
Teillac T Physique Nucléaire et Radioactivité ORSAY
Tonnelat T Biologie Physico-Chimique ORSAY
Ville T Econométrie
Willemart T Chimie PCB
Dode T Chimie ORSAY
Freymann T Recherches Physiques
Guinochet T Biologie Végétale SPCN ORSAY
Devillers T Anatomie et Histologie Comparée
Ehresmann T Topologie Algébrique
Francon T Physique SPCN
Glengeaud T Geographie Physique et Géologie Dynamique
Dodement T Mathématiques MGP
Pisot T Technique Mathématiques de la Physique
Roch T Géologie
Schatzmann T Astrophysique
Ternier T Géologie Généaerl
Zamansky T Mathématiques Générale
Lucas T Geologie
Allard T Chimie Physique
Berthelot T Physique des Particules fondamentales ORSAY
Bricard T Météorologie et Physique de l'Atmosphère
Mme Albe Fessard T Psychophysiologie
Friedel T Physique des Solides ORSAY
M. Julia T Etudes des Moléculaires complexes
Lender T Biologie Animale SPCN ORSAY
Ma at T Physico-Chimie des radio-éléments
Mlle Quintin T Electrochimie
Monod T Chimie du Métabolisme
Denoit T Physio animale ORSAY
De Possel T Analyse Numérique
Charlot T Chimie Analytique
Lemee T Ecologie Végétale ORSAY
Guerin T Chimie MPC ORSAY
Chatelet T Chimie PCB
Jean T Physique Nucléaire ORSAY
Mattler T Physique SPCN
Bergerard T Zoologie ORSAY
Bertein T Electronique ORSAY
Bouissieres T Radiochimie
Mme Couture T Thermodynamique et Mécanique Physique

Ellemberger	T	Géologie des Grandes Régions du Globe ORSAY
Franc	T	Biologie Animale PCB
Schnell		Botanique Trapicale
Stolkohski	T	Physiologie Végétale
Acher	T	Chimie Biologique
Baudoin	T	Biologie Animale PCB
Beaumont		Biologie Animale SPCN
Blahont		Géophysique Ionosphère
Boureau	T	Botanique
Curie D.		Physique MGP
Durand Delga	T	Géologie
Freon	T	Chimie Organique ORSAY
Rollet	T	Chimie Minérale
Mle Josien	T	Chimie SPCN
Chevalley	T	Géométrie Algébrique et Théorie des Groupes
Arnoult	T	Electronique ORSAY
Chapelle	T	Physique I ORSAY
Delange	T	Mathématiques I ORSAY
Deny	T	Mathématiques Générales ORSAY
Germain	T	Mécanique Théorique des Fluides
Lacombe	T	Métallurgie des métaux Nucléaires ORSAY
Brochard	T	Physique PCB ORSAY
Cabannes	T	Mécanique Générale
Lesieur	T	Mathématiques I ORSAY
Mazet	T	Mécanique Générale ORSAY
Caire		Géographie Physique et Géologie Dynamique
Comolet		Mécanique des Fluides
Coraboeuf	T	Physiologie Animale ORSAY
Delloue	T	Physique de l'exosphère
Gorenflot		Botanique II ORSAY
Houillon		Biologie Animale PCB
Jullien J.		Chimie SPCN ORSAY
Malgrange	T	Technique Mathématiques de la Physique ORSAY
Olivier		Antropologie
Nozeran	T	Botanique II ORSAY
Blanc-Laplerret		Physique ENS ORSAY
Chevaugeon	T	Botanique ORSAY
Kahane	T	Mathématiques ORSAY
Samuel	T	Mathématiques ENS Féminines
Kourganoff	T	Astronomie ORSAY
Thiry	T	Mécanique Céleste
Abeles		Physique SPCN
Amat	T	Physique PCB
Auboin	T	Géologie
Mme Benoit-Gueutal	T	Physique Nucléaire et Radioactivité ORSAY
Bougis		Biologie Marine Villefranche/Mer
Bruhat	T	Mathématiques MPC

Brunn T Géologie Historique ORSAY
Chabbal T Physique MGP ORSAY
Deheuvels T Mathématiques Propéd. ORSAY
D'espagnat T Physique Théorique ORSAY
Furon T Géologie SPCN
Mme Gans T Génétique
Geneves Biologie Végétale PCB
Guilbert Physique (CUS Orléans)
Hupe T Pétrographie
Hollande T Biologie Générale
Lions T Analyse Numérique
Heller T Physiologie Végétale
Tortrat T Calcul des Probabilités
Cailleux T Géologie SPCN
Magnan Physique Electricité
Daudel T Mécanique Ondulatoire Appliquée à la Chimie Théorique et à la Physique Nucléaire
Mle Fourcroy Biologie Végétale SPCN
Mme Choquet-Bruhat Mécanique Analytique et Mécanique Céleste
Mle Veil T Physiologie Générale
Lwoff T Microbiologie
Siestrunck T Mécanique Physique et Expérimentale
Neron T Mathématiques MPC ORSAY
Mme Peckerwimel T Astrophysique
Balkansky T Physique MPC
Le Corre T Electricité
Delcroix T Physique Théorique ORSAY
Gourdin T Physique Théorique des hautes énergles ORSAY
Lehmann T Physique Expérimentale des hautes énergies ORSAY
Nataf T Physique Nucléaire et radioactivité ORSAY
Echalier Biologie Animale PCB
Barraud Physiologie Cellulaire
Lioret Physiologie Végétale ORSAY
Dars Géologie Structurale et Géologie Appliquée
Camefort T Botanique (Agrégation)
Vichniewsky T Mécanique Industrielle
Blaquiere Electronique ORSAY
Arnous T Physique Théorique
Cadiot Chimie Organique ENSCP
Rigaudy Chimie SPCM
Collongues Chimie CPEN
Talbot Génie Chimique
Tatibouet Chimie (CSU Orléans)
Nalliavin T Mathématiques Propéd. ORSAY
Gaudemar Chimie Propédeutique
Perez Y Jorba Physique Expérimentale des Hautes Energies ORSAY
David T Chimie (Agrégation ORSAY
Brousse T Mécanique Théorique
Rosch T Astronomie

Guy	T Physique Expérimentale
Lazard	Mathématiques NPC
Morel Pierre	Physique NPC
Maitte	T Chimie PCB
Meyer	Physique Propéduet.
Nicolas	Géologie Appliquée
Panigel	Biologie Générale
Ravier	Pétrographie
Roseau	T Mécanique Théorique des Fluides
Roubine	Electronique
Silber	T Chimie PCB
Uebersfeld	T Electronique
Yvon	T Théories Physiques
Herve	T Mathématiques
Jancovici	Physique Atomique ORSAY
Falk-Vairant	Physique Nucléaire ORSAY
Fetizon	Chimie Propédeutique ORSAY
Cerf	Mathématiques ORSAY
Arsac	Programmation
Lefebvre	Chimie MPC
Chapeville	Biochimie
Benoit	Physique CPEM
Rio	Chimie CPEM
Jauzein	Géologie ENS
Prevost G.	BV CPEM
Favard P.	BA CPEM
Vilkas	Chimie CPEM
Mle Ficini	Chimie CPEM
Lequeux	Astronomie
Cohen Tannoudji	Physique MPC
Tavernier	Physique CPEM
Mme Roizen	Physique CPEM
Durand M.	BA SPCN
Pascaud	Physiologie
Mme Petit	BA CPEM
Brousse	Géologie ORSAY
Cagniac	Physique Agrégation ORSAY
Leberre	Zoologie ORSAY
Scheffer	Microbiologie ORSAY
de Gennes	Physique des Solides ORSAY
Riou	Physique Nucléaire Expèrimentale ORSAY
Clauser	Chimie Biologique ORSAY
Chevalier	Physiologie Animale ORSAY

Le Secretaire General
R. POULLAIN

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

"Interprétation statistique des résultats expérimentaux"

Vu et approuvé :

Paris, le 30 Juin, 1966
Le Doyen de la Faculté des Sciences,
Marc. ZAMANSKY

VU
et Permis d'imprimer :
Le Recteur de l'Académie de Paris
Jean ROCHE